



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBÍNA PRO PRŮMYSLVOU TEPLÁRNU

STEAM TURBINE FOR AN INDUSTRIAL CHP PLANT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michal Tretera

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Michal Tretera**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Kracík, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Parní turbína pro průmyslovou teplárnu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte parní turbínu pro průmyslovou teplárnu, která je vybavena kotlem na dřevní odpad z výroby (piliny, štěpka, ..), o následujících parametrech:

tlak admisní páry 74,0 bar(a)

teplota admisní páry 485,0 °C

teplota odplynění 135,0 °C

nominální tepelný výkon v horké vodě 22 MWt

teplota technologické horké vody 130/100 °C

Další nespecifikované parametry vhodně zvolte.

Cíle diplomové práce:

- termodynamický návrh parní turbíny s ohledem na vybraná pevnostní kritéria,
- provozní charakteristika vybraných veličin navržené PT,
- optimalizace stupně reakce RS za účelem dosažení maximálního výkonu,
- koncepční řez vybraného uzlu turbíny.

Seznam doporučené literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

KRBEK, J., B. POLESNÝ a J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá termodynamickým návrhem protitlakové parní turbíny. Hmotnostní průtok páry turbínou je stanoven na základě požadovaného tepelného výkonu, který je odváděn v topném ohříváku za turbínou. Regulační stupeň turbíny je v provedení A-kolo a je u něj provedena optimalizace stupně reakce, při níž je stanoven vhodný profil rotorové lopatky a jeho velikost. Za regulačním stupněm následuje patnáct stupňů s přetlakovým lopatkováním, ve kterém stupně dosahují tlakového čísla v rozmezí 2,75 až 2,80. Regulační stupeň i přetlakové lopatkování splňují požadavky pevnostní kontroly. Dále je navržen vyrovnávací píst, ucpávkový systém a ložiska. Na závěr je pro turbínu vytvořena provozní charakteristika, a také výkres zobrazující podélný řez. Navržená turbína má otáčky $10\,000\text{ min}^{-1}$, při požadovaném tepelném výkonu svorkový výkon $5\,863,4\text{ kW}$ a vnitřní termodynamickou účinnost $84,69\%$.

Klíčová slova

Protitlaková parní turbína, regulační stupeň, stupeň reakce, přetlakové lopatkování, provozní charakteristika turbíny, podélný řez

Abstract

This diploma thesis deals with the thermodynamic design of a backpressure steam turbine. The mass flow of steam through the turbine is determined based on the required heat output, which is transferred in a heat exchanger at the turbine outlet. The governing stage of the turbine is in form of an impulse stage, with optimization of degree of reaction included. During the optimization, a suitable rotor blade was chosen as well as its size. The governing stage is followed by fifteen stages of reaction blading with the stage loading coefficient in the range of 2,75 to 2,80. The governing stage and the reaction blading both meet the mechanical strength requirements. Balancing piston, sealing system and bearings are also designed. Finally, a turbine characteristic is created as well as a longitudinal section. The designed turbine has a speed of $10\,000\text{ rpm}$. While supplying the required heat output, it has a terminal power output of $5\,863,4\text{ kW}$ and a thermodynamic efficiency of $84,69\%$.

Key words

Backpressure steam turbine, governing stage, degree of reaction, reaction blading, turbine characteristic, longitudinal section

Bibliografická citace

TRETERA, Michal. *Parní turbína pro průmyslovou teplárnu*. Brno, 2021. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/131749>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Petr Kracík.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Parní turbína pro průmyslovou teplárnu** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu na konci této práce.

17. května 2021

Datum

Bc. Michal Tretera

Jméno a příjmení

Poděkování

Děkuji tímto panu Ing. Petru Kracíkovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.

Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Vítu Vysoudilovi za konzultace ke kapitole s optimalizací stupně reakce regulačního stupně, a také za připomínky k ostatním částem práce.

Obsah

Úvod.....	11
1 Tepelné schéma	12
1.1 Topný ohřívač.....	13
1.2 Kondenzátní čerpadlo	16
1.3 Odběr páry pro odplynění.....	17
1.4 Regenerace tepla.....	19
1.5 Výsledné hodnoty	19
2 Regulační stupeň	21
2.1 Předběžný návrh A-kola	21
2.2 Detailní výpočet A-kola.....	26
2.2.1 Rychlostní součinitele	27
2.2.2 Rychlostní trojúhelníky	28
2.2.3 Volba lopatkových profilů	31
2.2.4 Ztráty, účinnost a výkon regulačního stupně	32
2.3 Pevnostní kontrola regulačního stupně.....	36
2.3.1 Ohyb.....	36
2.3.2 Tah.....	37
3 Stupňová část.....	38
3.1 Předběžný návrh stupňové části	38
3.1.1 Stav páry na výstupu z kuželu.....	39
3.1.2 První stupeň v kuželu	39
3.1.3 Poslední stupeň v kuželu	40
3.1.4 Počet stupňů, ztráty, účinnost a výkon kuželu	41
3.1.5 Výsledky předběžného návrhu jednotlivých kuželů	43
3.2 Detailní výpočet stupňové části	45
3.2.1 Volba profilů a výpočet geometrie.....	45
3.2.2 Výpočet posledního stupně	48
3.2.3 Propojení detailního výpočtu sousedních stupňů	57
3.2.4 Výsledky detailního výpočtu jednotlivých stupňů	59
3.3 Pevnostní kontrola stupňové části	68
3.3.1 Ohyb.....	68
3.3.2 Tah.....	70
3.3.3 Výsledky pevnostní kontroly jednotlivých stupňů.....	71
3.4 Účinnost a výkon stupňové části	73
3.5 Propojení stupňové části s dalšími částmi výpočtu	74
3.5.1 Propojení s výpočtem tepelného schématu	74
3.5.2 Propojení s regulačním stupněm	74
3.5.3 Propojení s vyrovnávacím pístem a ucpávkami	74
4 Vyrovnávací píst, axiální síla a ucpávkový systém.....	76
4.1 Ucpávka vyrovnávacího pístu	76
4.2 Axiální síla působící na rotor turbíny	78

4.3	Ucpávkový systém.....	80
5	Ložiska	83
5.1	Axiální ložisko.....	83
5.1.1	Mechanická ztráta v axiálním ložisku	83
5.2	Radiální ložiska	84
5.2.1	Mechanické ztráty v radiálních ložiskách	86
6	Parametry turbíny.....	87
7	Provozní charakteristika	89
8	Optimalizace stupně reakce regulačního stupně	91
9	Ideový řez parní turbínou	95
	Závěr.....	97
	Seznam použitých zdrojů	99
	Seznam použitých symbolů, indexů a zkratk	100
	Seznam příloh.....	103

Úvod

V oblasti energetiky se v České republice schyluje ke značným změnám, a to především ve snaze snížit emise skleníkových plynů při výrobě elektrické energie. Velký podíl na emisích skleníkových plynů, především CO₂, mají elektrárny spalující hnědé uhlí. Ty mají zároveň v rámci České republiky stále největší instalovaný elektrický výkon. S jejich plánovaným postupným odstavováním bude tedy nutné tento výkon nahradit jinými zdroji. Jednou z možných náhrad představují obnovitelné zdroje využívající energii ze Slunce, větru či vody. Na našem území však nemají takový potenciál, aby mohly zajistit dostatečnou náhradu. S jistou pravděpodobností se tedy odchod od uhlí neobejde bez spalování zemního plynu v parních nebo paroplynových elektrárnách, spalování biomasy nebo navýšení produkce elektřiny z jaderného paliva. U všech těchto zmíněných možností tvoří v rámci parního cyklu nezbytný prvek parní turbína. Ta má pak také významné zastoupení v rámci efektivní kombinované výroby elektřiny a tepla v teplárnách. Je tedy téměř jisté, že parní turbína bude i přes blížící se změny v energetice nadále hojně využívaným strojem.

Parní turbína je tepelný lopatkový rotační stroj, v němž se při expanzi páry přeměňuje tepelná energie na mechanickou energii. Nejčastěji slouží k pohonu generátoru, ale může pohánět i čerpadla, kompresory nebo jiné stroje. V Brně mají parní turbíny více než stoletou historii. Výroba první parní turbíny podle licence firmy Parsons byla na území města zahájena již v roce 1903. V současné době se zde tyto stroje vyrábí ve dvou společnostech – EKOL, spol. s r.o. a Siemens Energy, s.r.o. Pobočku zde má i Doosan Škoda Power s.r.o. Další dvě společnosti působí neda-leko Brna ve Velké Bíteši.

Navržená parní turbína v rámci diplomová práce vychází ze zadaných parametrů páry před turbínou a z požadovaného tepelného výkonu, který je odváděn v topném ohříváku za turbínou. Vzhledem k požadované teplotě horké vody odcházející z ohříváku byla turbína navržena jako protitlaková.

Prvním krokem v práci je tvorba tepelného oběhu pro předběžné stanovení hmotnostních průtoků a parametrů pracovní látky. Následně je navržen regulační stupeň a stupňová část turbíny, a to i s ohledem na vybraná pevnostní kritéria. Regulační stupeň je v podobě A-kola, u kterého je provedena optimalizace stupně reakce. Stupňovou část tvoří reakční (přetlakové) lopatkování. Součástí návrhu jsou i další nezbytné části turbíny jako vyrovnávací píst, ucpávkový systém a ložiska. Všechny prvky turbíny jsou při výpočtu provázány a vzájemně se ovlivňují. Posledním krokem ve výpočtové fázi je tvorba provozní charakteristiky. V příloze práce se nachází ideový řez parní turbínou, který vznikl na základě rozměrů navržených při výpočtu.

Výpočet celé práce byl proveden v programu Microsoft Excel a má iterační charakter. Excel byl použit s doplňkem X Steam ve verzi 2.6. Ten poskytuje termodynamické vlastnosti vody a vodní páry podle průmyslové formulace IAPWS-IF97 a nahrazuje manuální odečítání hodnot z *i-s* diagramu, což je klíčové zejména pro iterační výpočet. Do rovnic v textu práce jsou ve většině případů dosazovány zaokrouhlené hodnoty veličin. Uvedené výsledky však nevznikly výpočtem ze zaokrouhlených hodnot, ale jsou vloženy z Excelu, v němž nemusely být hodnoty zaokrouhlovány. Z tohoto důvodu v některých případech neodpovídá výsledek, který by vznikl z výpočtu dosazených hodnot, uvedenému výsledku. Tlak v textu je vždy uváděn jako absolutní.

1 Tepelné schéma

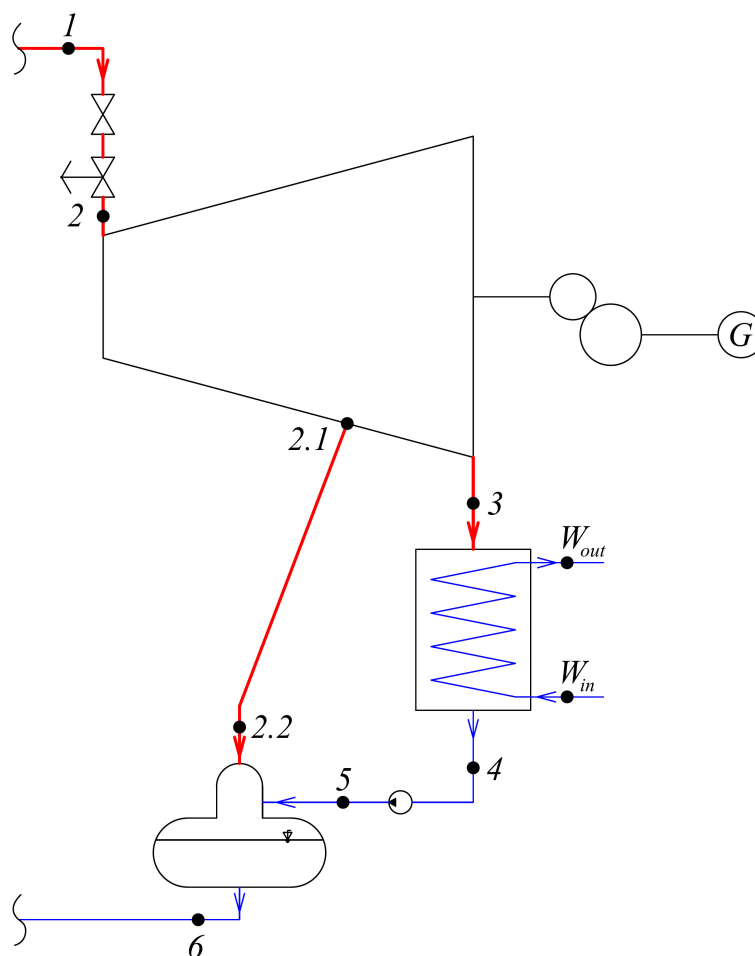
Tepelné schéma znázorňuje tepelný oběh, jehož je parní turbína součástí. Výpočtem tepelného oběhu se určí především hmotnostní toky a parametry pracovní látky v jednotlivých oblastech technologického celku. Ty slouží již k návrhu samotných komponent – kotlů, turbín, kondenzátorů, čerpadel, ohříváků, napájecí nádrže a dalších. [1]

Návrh tepelného oběhu v této práci vychází ze zadaných parametrů shrnutých v tabulce 1.1. Navržený oběh, viz obrázek 1.1, obsahuje protitlakovou parní turbínu s jedním neregulovaným odběrem pro odplynění, topný ohřívák, kondenzátní čerpadlo a napájecí nádrž s odplynovákem. Kotel a napájecí čerpadlo nejsou zahrnuty, protože jejich zohlednění není podstatné pro vlastní návrh turbíny s topným ohřívákem a parametry admisní páry jsou již známy ze zadání.

Tabulka 1.1: Zadané parametry

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Nominální tepelný výkon v horké vodě	P_t	22	MW_t
Teplota technologické horké vody na vstupu	$t_{W,in}$	100	$^{\circ}C$
Teplota technologické horké vody na výstupu	$t_{W,out}$	130	$^{\circ}C$
Tlak admisní páry	p_1	74	$bar(a)$
Teplota admisní páry	t_1	485	$^{\circ}C$
Teplota odplynění v napájecí nádrži	t_{NN}	135	$^{\circ}C$

Parametry různých komponent, které musí být při výpočtu zvoleny, vychází z doporučených rozmezí uváděných v literatuře [1] nebo z doporučení vedoucího práce.

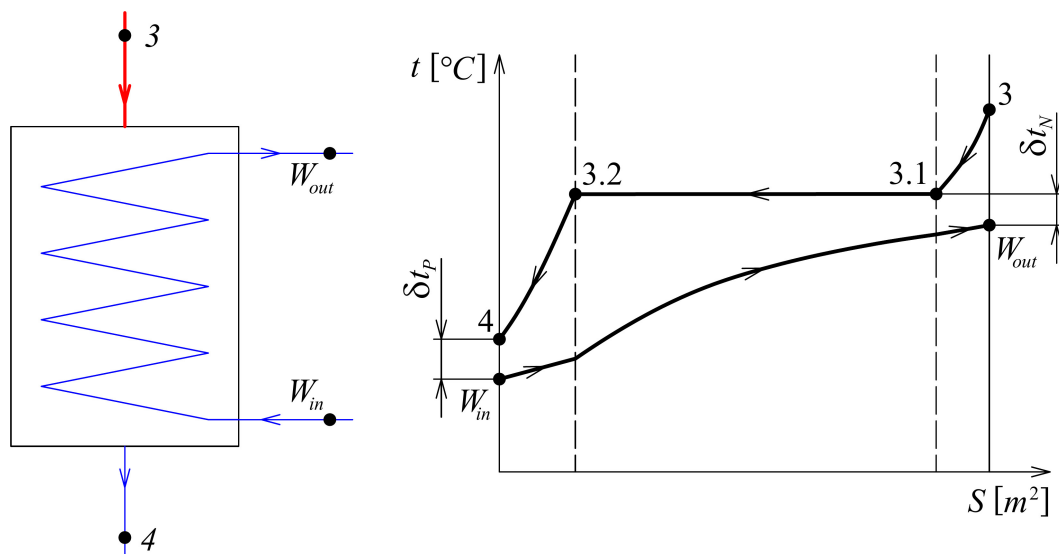


Obrázek 1.1: Navržený tepelný oběh

1.1 Topný ohřívák

Při návrhu turbín bývají často zadány parametry admisní páry a její hmotnostní průtok nebo požadovaný svorkový výkon. V této práci je však místo průtoku zadán tepelný výkon předaný horké vodě v topném ohříváku a až z něho lze zpětně dopočítat potřebný hmotnostní průtok páry do parní turbíny.

V topném ohříváku dochází k ohřevu horké vody kondenzující parou přicházející z turbíny. Topná pára vstupuje do ohříváku v přehřátém stavu, takže se nejprve ochlazuje na teplotu sytosti. Nedohřev δt_N , tj. rozdíl mezi teplotou sytosti kondenzující páry a teplotou topné vody proudící z topného ohříváku uvedeného na obrázku 1.2, byl zvolen 5°C . V případě volby nižších hodnot nedohřevu by rostl izoentropický spád na turbínu, ale zároveň by rostla potřebná teplosměnná plocha ohříváku. Topný ohřívák je uvažován s podchlazením kondenzátu δt_p o velikosti 10°C .



Obrázek 1.2: Schéma topného ohříváku a průběh teplot médií

Teplota podchlazeného kondenzátu na výstupu z topného ohříváku:

$$t_4 = t_{W,in} + \delta t_p = 100 + 10 = 110 \text{ °C} \quad (1.1)$$

Teplota sytosti topné páry:

$$t_{3,1} = t_{3,2} = t_{W,out} + \delta t_N = 130 + 5 = 135 \text{ °C} \quad (1.2)$$

Ochlazení přehřáté topné páry, její kondenzace a následné podchlazení kondenzátu je považováno za izobarický děj. Potom tlak topné páry:

$$p_3 = p_{3,1} = p_{3,2} = p_4 = f(t_{3,1}; x = 1) = 3,132 \text{ bar} \quad (1.3)$$

Ostatní stavové veličiny podchlazeného kondenzátu:

$$i_4 = f(p_4; t_4) = 461,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.4)$$

$$s_4 = f(p_4; t_4) = 1,4185 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.5)$$

$$v_4 = f(p_4; t_4) = 0,00105 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.6)$$

Tlak horké vody na vstupu do topného ohříváku $p_{W,in}$ byl zvolen 5 bar a tlaková ztráta při průchodu ohřívákem odhadnuta na 1 bar. Tlak na výstupu $p_{W,out}$ je tedy 4 bar. Vliv tlaku na entalpii vody je minimální, takže není třeba tlakovou ztrátu přesně určovat. Entalpie horké vody na vstupu a výstupu z topného ohříváku:

$$i_{W,in} = f(p_{W,in}; t_{W,in}) = 419,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.7)$$

$$i_{W,out} = f(p_{W,out}; t_{W,out}) = 546,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.8)$$

Hmotnostní průtok horké vody vyjádřený z rovnice energetické bilance pro topný ohřívák:

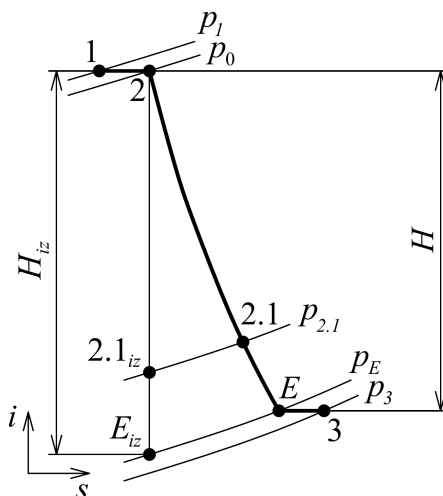
$$P_t = \dot{M}_W \cdot (i_{W,out} - i_{W,in}) \quad (1.9)$$

$$\dot{M}_W = \frac{P_t}{i_{W,out} - i_{W,in}} = \frac{22\,000}{546,5 - 419,4} = 173,123 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.10)$$

Pro určení hmotnostního průtoku topné páry topným ohřívákem je potřebná hodnota entalpie topné páry na vstupu do ohříváku i_3 . Tato hodnota se získá z návrhu expanze v turbíně.

- Návrh expanze v turbíně k získání hodnoty entalpie topné páry

Před turbínou dochází k tlakové ztrátě v hlavní uzavírací armatuře, spouštěcím ventilu a regulačních ventilech. Proto se parametry páry před prvním (regulačním) stupněm turbíny liší od parametrů admisní páry.



Obrázek 1.3: Průběh expanze v turbíně a tlakové ztráty na vstupu a výstupu

Tlaková ztráta v hlavní uzavírací armatuře, spouštěcím ventilu a regulačních ventilech:

$$\Delta p_{z,1-2} = \xi_{1-2} \cdot p_1 = 0,04 \cdot 74 = 2,960 \text{ bar} \quad (1.11)$$

kde $\xi_{1-2} [-]$ je poměrná tlaková ztráta,
rozmezí 0,03 až 0,05 – zvoleno 0,04.

Tlak páry na vstupu do turbíny:

$$p_2 = p_1 - \Delta p_{z,1-2} = 74 - 2,960 = 71,040 \text{ bar} \quad (1.12)$$

Jelikož je škrcení izoentaltický děj, tak má entalpie páry na vstupu do turbíny stejnou hodnotu jako entalpie admisní páry.

$$i_2 = i_1 = f(p_1; t_1) = 3\,369,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.13)$$

Ostatní stavové veličiny páry na vstupu do turbíny:

$$s_2 = f(p_2; i_2) = 6,7390 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.14)$$

$$t_2 = f(p_2; i_2) = 483,48 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.15)$$

$$v_2 = f(p_2; i_2) = 0,04614 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.16)$$

K tlakové ztrátě dochází také ve výstupním hrdle turbíny.

$$\Delta p_{z,E-3} = \lambda \cdot \left(\frac{c_3}{100}\right)^2 \cdot p_3 = 0,045 \cdot \left(\frac{90}{100}\right)^2 \cdot 3,132 = 0,114 \text{ bar} \quad (1.17)$$

kde $\lambda [-]$ je konstanta zohledňující kvalitu provedení výstupního hrdla,
rozmezí 0,03 až 0,06 – zvoleno 0,045,

$c_3 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ je rychlost páry ve výstupním hrdle.

Rychlost páry ve výstupním hrdle není dopředu známá, proto musela být její hodnota v této fázi výpočtu odhadnuta. Po propojení tepelného schématu s výpočtem parní turbíny bude tlaková ztráta přepočtena, viz podkapitola 3.5.1.

Tlak páry na konci expanze v turbíně (za posledním stupněm):

$$p_E = p_3 + \Delta p_{z,E-3} = 3,132 + 0,114 = 3,246 \text{ bar} \quad (1.18)$$

Entalpie páry na konci izoentropické expanze v turbíně:

$$i_{E,iz} = f(p_E; s_{E,iz} = s_2) = 2\,635,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.19)$$

Izoentropický spád v turbíně:

$$H_{iz} = i_2 - i_{E,iz} = 3\,369,7 - 2\,635,9 = 733,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.20)$$

Skutečný spád v turbíně za předpokladu rovnosti kinetické energie na vstupu a výstupu:

$$H = \eta_{tdi} \cdot H_{iz} = 0,85 \cdot 733,8 = 623,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.21)$$

kde η_{tdi} [–] je odhad vnitřní termodynamické účinnosti turbíny.

Entalpie páry na konci expanze v turbíně:

$$i_E = i_2 - H = 3\,369,7 - 623,7 = 2\,746,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.22)$$

Předpokládaná hodnota entalpie vznikla odhadem vnitřní termodynamické účinnosti turbíny. Po propojení bude dosazena entalpie z detailního výpočtu stupňové části turbíny, viz podkapitola 3.5.1.

- Hmotnostní průtok topné páry topným ohřívákem

Entalpie topné páry na vstupu do topného ohříváku je rovna entalpii páry na konci expanze v turbíně.

$$i_3 = i_E = 2\,746,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.23)$$

Ostatní stavové veličiny topné páry na vstupu do topného ohříváku:

$$s_3 = f(p_3; i_3) = 7,0235 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.24)$$

$$t_3 = f(p_3; i_3) = 143,53 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.25)$$

$$v_3 = f(p_3; i_3) = 0,59597 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.26)$$

Nyní je již možné z rovnice energetické bilance určit hmotnostní průtok topné páry topným ohřívákem.

$$\dot{M}_W \cdot i_{W,in} + \dot{M}_3 \cdot i_3 = \dot{M}_W \cdot i_{W,out} + \dot{M}_4 \cdot i_4 \quad (1.27)$$

$$\dot{M}_3 = \dot{M}_4 = \dot{M}_W \cdot \frac{i_{W,in} - i_{W,out}}{i_4 - i_3} \quad (1.28)$$

$$\dot{M}_3 = \dot{M}_4 = 173,021 \cdot \frac{419,3 - 546,5}{461,5 - 2\,746,0} = 9,630 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

1.2 Kondenzátní čerpadlo

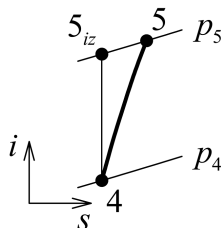
Kondenzátní čerpadlo (KČ) odebírá podchlazený kondenzát z topného ohříváku a dodává ho do napájecí nádrže. Tlak vody za kondenzátním čerpadlem musí být alespoň ve výši tlaku odplynění v napájecí nádrži navýšeném o tlakové ztráty, ke kterým dochází mezi KČ a napájecí nádrží. V navrženém oběhu je však tlak podchlazeného kondenzátu za topným ohřívákem stejný jako tlak v napájecí nádrži. KČ tedy pouze pokrývá tlakové ztráty v potrubí. Jelikož kondenzát neprochází přes žádné regenerační ohříváky, byla uvažována pouze tlaková ztráta v potrubí o velikosti 1 bar. Dále je možné uvažovat tlakovou ztrátu danou převýšením odplynovaku vůči KČ, ale k určení je zapotřebí znát skutečné dispoziční řešení. Proto byla tato ztráta zanedbána.

Tlak v napájecí nádrži daný teplotou odplynění:

$$p_{NN} = f(t_{NN}; x = 0) = 3,132 \text{ bar} \quad (1.29)$$

Tlak vody na výstupu z KČ:

$$p_5 = p_{NN} + \Delta p_{pot} = 3,132 + 1 = 4,132 \text{ bar} \quad (1.30)$$



Obrázek 1.4: Nárůst tlaku a entalpie v kondenzátním čerpadle v i-s diagramu

Entalpie vody na výstupu z KČ při izoentropickém ději:

$$i_{5,iz} = f(p_5; s_{5,iz} = s_4) = 461,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.31)$$

Skutečná entalpie vody na výstupu z KČ:

$$i_5 = i_4 + \frac{i_{5,iz} - i_4}{\eta_{KČ}} = 461,5 + \frac{461,6 - 461,5}{0,76} = 461,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.32)$$

kde $\eta_{KČ} [-]$ je účinnost KČ, rozmezí 0,76 až 0,80 – zvoleno 0,76.

Ostatní stavové veličiny vody na výstupu z KČ:

$$s_5 = f(p_5; i_5) = 1,4187 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.33)$$

$$t_5 = f(p_5; i_5) = 110,03 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.34)$$

$$v_5 = f(p_5; i_5) = 0,00105 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.35)$$

1.3 Odběr páry pro odplynění

Termické odplynění slouží ke zvýšení teploty kondenzátu přicházejícího do napájecí nádrže na bod varu, při kterém se z něj intenzivně odlučují rozpuštěné plyny. Plyny se z pracovní látky odstraňují, protože způsobují korozi na teplosměnných plochách a také snižují součinitel přestupu tepla při varu i kondenzaci pracovní látky. Zvýšení teploty kondenzátu se dosahuje přímým stykem s topnou parou z neregulovaného odběru. Zařízení, ve kterém k odplynění dochází, se nazývá odplyněvák. [1]

Na doporučení vedoucího práce by pro správnou funkci odplyněváku měl být tlak topné páry na vstupu minimálně o 0,5 bar vyšší než tlak v napájecí nádrži.

Tlak topné páry na vstupu do odplyněváku:

$$p_{2.2} = p_{NN} + 1,5 = 3,132 + 1,5 = 4,632 \text{ bar} \quad (1.36)$$

Relativní tlaková ztráta v potrubí mezi odběrem a odplyněvákem:

$$\delta p_{2.1-2.2} = \frac{11-j}{100} = \frac{11-1}{100} = 0,1 \quad (1.37)$$

kde $j [-]$ je pořadové číslo odběru počítané od topného ohříváku.

Tlak páry v odběru pro odplynění:

$$p_{2.1} = p_{2.2} \cdot (1 + \delta p_{2.1-2.2}) = 4,632 \cdot (1 + 0,1) = 5,095 \text{ bar} \quad (1.38)$$

Při propojení s detailním výpočtem stupňové části turbíny dojde ke změně tohoto tlaku, protože bude určen tlakem za stupněm, který je umístěn před odběrem. Přepočet uvádí podkapitola 3.5.1.

Entalpie páry v odběru pro odplynění při izoentropické expanzi:

$$i_{2.1,iz} = f(p_{2.1}; s_{2.1,iz} = s_2) = 2\,716,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.39)$$

Skutečná entalpie páry v odběru pro odplynění:

$$i_{2.1} = i_{2.2} = i_2 - \eta_{tdi} \cdot (i_2 - i_{2.1,iz}) \quad (1.40)$$

$$i_{2.1} = i_{2.2} = 3\,367,7 - 0,85 \cdot (3\,367,7 - 2\,716,9) = 2\,814,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Po propojení výpočtů bude opět uvažována skutečná hodnota entalpie z detailního výpočtu stupňové části turbíny, viz podkapitola 3.5.1.

Ostatní stavové veličiny páry v odběru pro odplynění:

$$s_{2.1} = f(p_{2.1}; i_{2.1}) = 6,9640 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.41)$$

$$t_{2.1} = f(p_{2.1}; i_{2.1}) = 181,34 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.42)$$

$$v_{2.1} = f(p_{2.1}; i_{2.1}) = 0,39818 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.43)$$

Ostatní stavové veličiny topné páry před vstupem do napájecí nádrže:

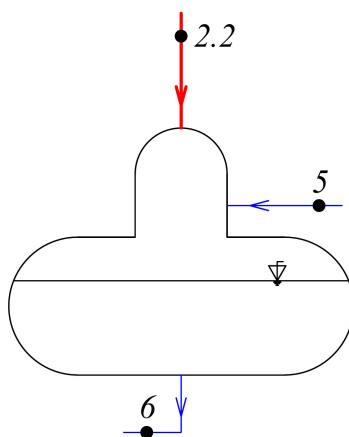
$$s_{2.2} = f(p_{2.2}; i_{2.2}) = 7,0066 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.44)$$

$$t_{2.2} = f(p_{2.2}; i_{2.2}) = 180,03 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.45)$$

$$v_{2.2} = f(p_{2.2}; i_{2.2}) = 0,43799 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.46)$$

Pomocí rovnic energetické a hmotnostní bilance pro napájecí nádrž se vypočítá hmotnostní průtok páry v odběru pro odplynění a hmotnostní průtok napájecí vody na výstupu z napájecí nádrže. K tomu je ještě potřeba nejdříve určit entalpii napájecí vody, jež vystupuje z napájecí nádrže ve formě syté kapaliny.

$$i_6 = f(p_{NN}; x = 0) = 567,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.47)$$



Obrázek 1.5: Schéma napájecí nádrže

Energetická a hmotnostní bilance napájecí nádrže:

$$\dot{M}_5 \cdot i_5 + \dot{M}_{2.2} \cdot i_{2.2} = \dot{M}_6 \cdot i_6 \quad (1.48)$$

$$\dot{M}_6 = \dot{M}_5 + \dot{M}_{2.2} = 9,630 + 0,455 = 10,085 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.49)$$

$$\dot{M}_{2.2} = \dot{M}_{2.1} = \dot{M}_5 \cdot \frac{i_6 - i_5}{i_{2.2} - i_6} = 9,630 \cdot \frac{567,8 - 461,7}{2\,814,8 - 567,8} = 0,455 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.50)$$

Hmotnostní průtok pracovní látky na vstupu do turbíny je roven hmotnostnímu průtoku na výstupu z napájecí nádrže. Je tedy zanedbán odluh kotle i jiné úniky pracovní látky mimo oběh.

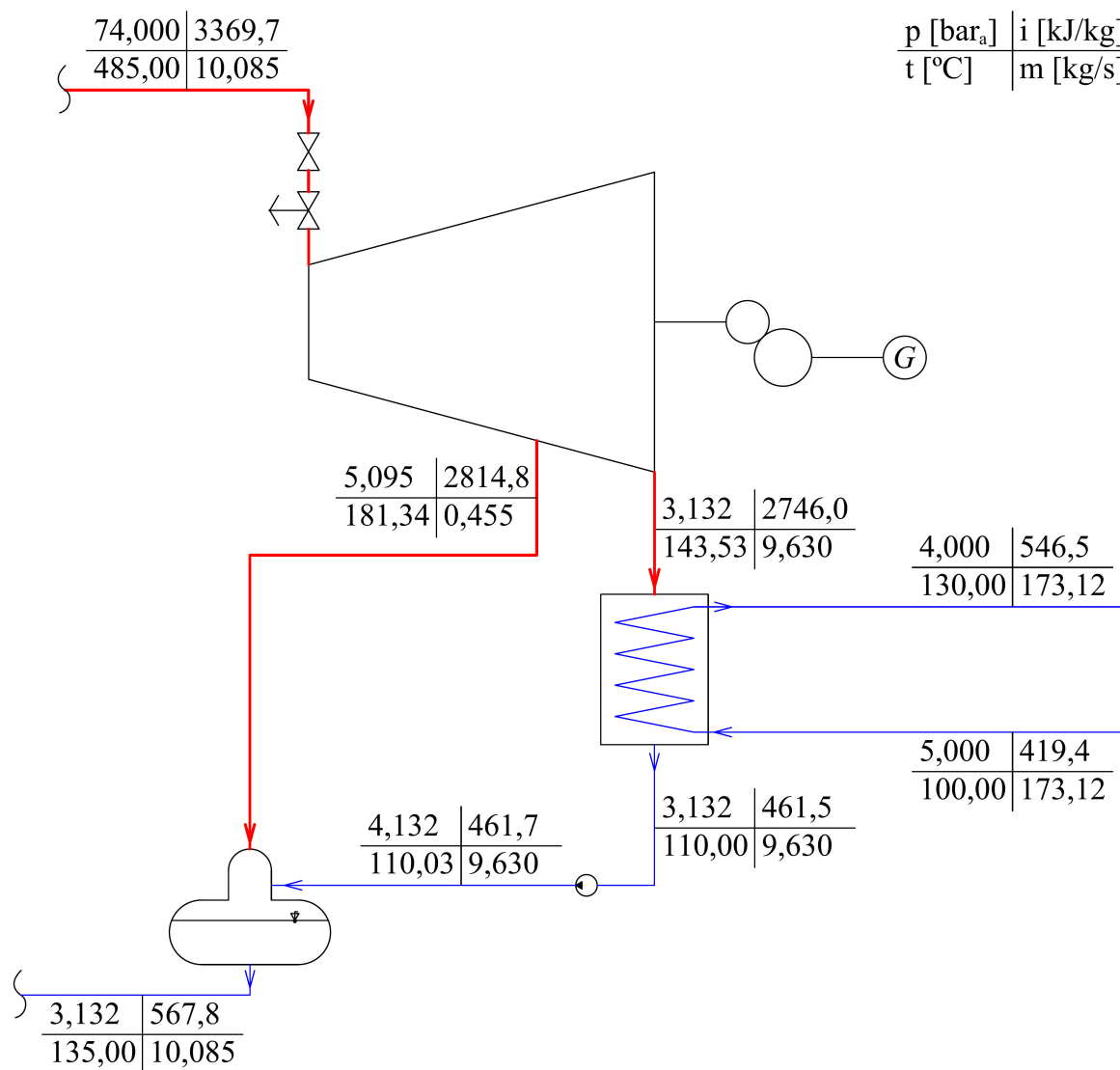
$$\dot{M}_1 = \dot{M}_2 = \dot{M}_6 = 10,085 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.51)$$

1.4 Regenerace tepla

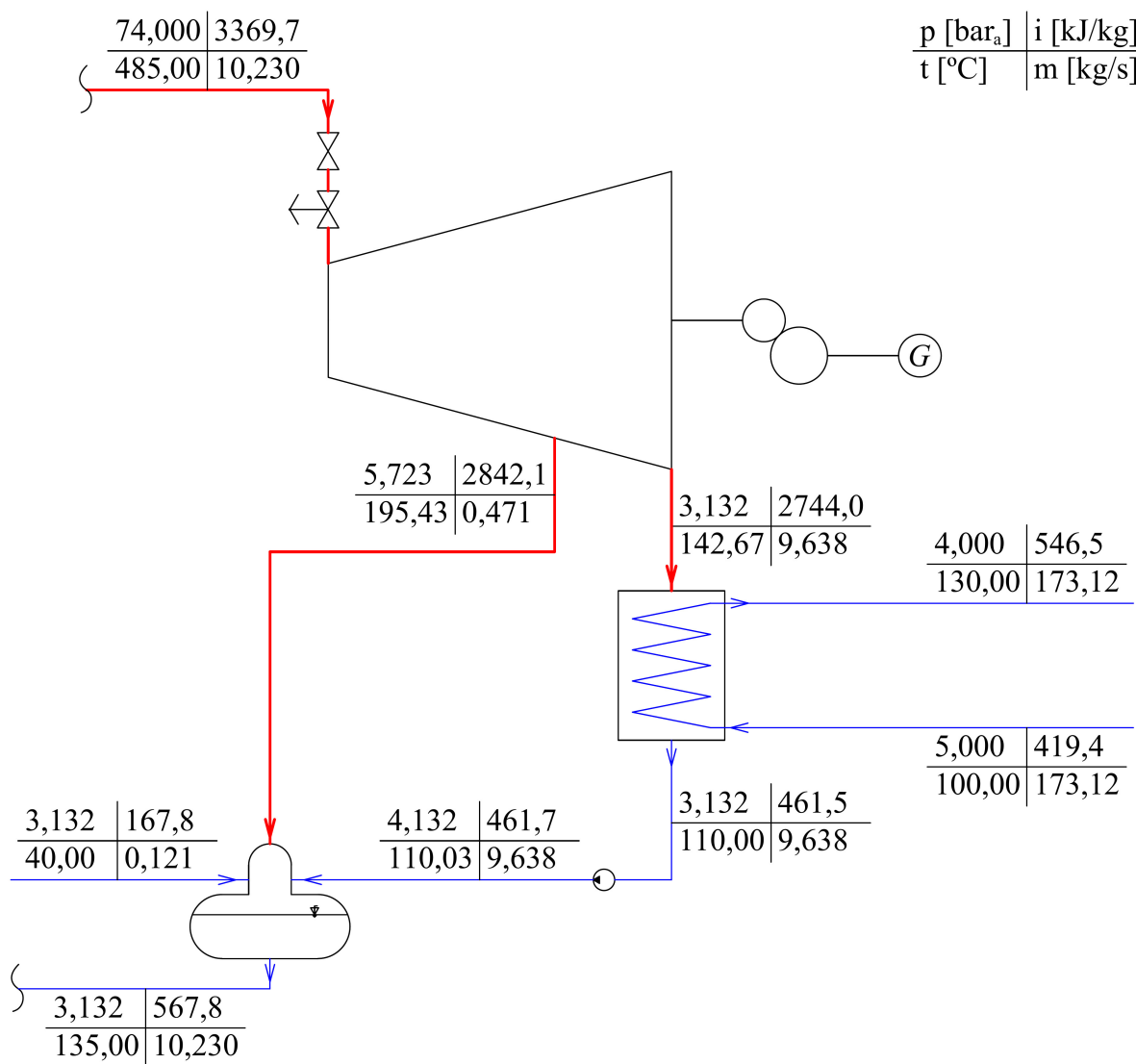
V navrženém tepelném schématu dochází k regeneraci tepla pouze v napájecí nádrži s odplynávkem. Nizkotlaké ohříváky nejsou použity, protože vzhledem k rozdílu teploty kondenzátu za KČ a teploty odplynění v napájecí nádrži nejsou potřebné.

1.5 Výsledné hodnoty

Na obrázku 1.6 je tepelné schéma s navrženými parametry pracovní látky podle předchozích podkapitol. Při návrhu byla stanovena entalpie páry na výstupu z turbíny a v odběru na základě odhadu termodynamické účinnosti turbíny. Dále byl zvolen tlak páry v odběru a odhadnuta rychlost páry na výstupu z turbíny. Jak už bylo u těchto jednotlivých parametrů popsáno, tak budou přepočítány podle podkapitoly 3.5.1. Tím se následně změní několik parametrů pracovní látky v oběhu. Na obrázku 1.7 je tepelné schéma s již přepočtenými hodnotami, které budou vstupem pro další výpočty.



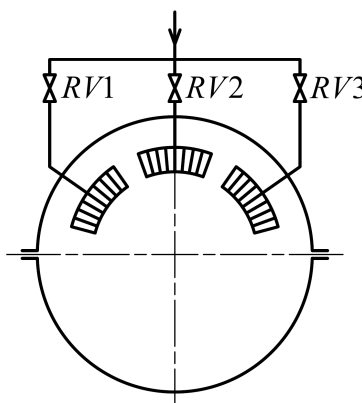
Obrázek 1.6: Tepelné schéma s navrženými parametry pracovní látky



Obrázek 1.7: Tepelné schéma se skutečnými parametry pracovní látky

2 Regulační stupeň

První stupeň turbíny je proveden jako regulační stupeň, který umožňuje regulaci hmotnostního průtoku páry. Statorové lopatky jsou v něm rozděleny na několik skupin. Každá skupina statorových lopatkových kanálů, nazývána také skupina dýz, má vlastní regulační ventil. Pro dosažení požadovaného hmotnostního průtoku se ventily otevírají postupně. Částečně otevřený zůstává pouze jeden ventil. Na plně otevřených ventilech nedochází ke ztrátě škrcením, stejně jako u plně uzavřených ventilů, které nejsou v daný okamžik využity. [2]



Obrázek 2.1: Schéma skupinové regulace

Regulační stupeň musí být proveden jako akční (A-kolo) nebo Curtisův (C-kolo). V této práci byl vybrán regulační stupeň v provedení A-kolo, který se v dnešní době používá téměř výhradně. To je dáno zejména jeho vyšší účinností v porovnání s C-kolem. Postup výpočtu je převzat z literatury [3], stejně jako doporučená rozmezí pro volbu vybraných parametrů.

2.1 Předběžný návrh A-kola

Předběžný návrh slouží ke stanovení základních geometrických a výkonových charakteristik. Stupeň je uvažován jako čistě rovnotlaký s nulovým stupněm reakce ($\rho = 0$). Parametry páry na vstupu jsou známy z výpočtu tepelného schématu (TS).

Tabulka 2.1: Parametry páry na vstupu do regulačního stupně

Parametr	Označení	Označení v TS	Hodnota	Jednotka
Hmotnostní průtok	\dot{M}	\dot{M}_2	10,230	$kg \cdot s^{-1}$
Tlak	p_0	p_2	71,040	bar
Entalpie	i_0	i_2	3369,7	$kJ \cdot kg^{-1}$
Entropie	s_0	s_2	6,7390	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Teplota	t_0	t_2	483,48	$^{\circ}C$
Měrný objem	v_0	v_2	0,0461	$m^3 \cdot kg^{-1}$

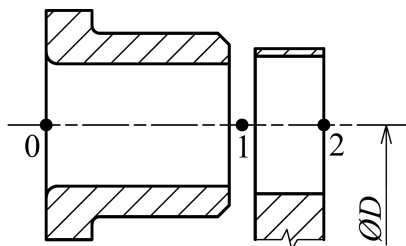
Volba středního průměru lopatkování regulačního stupně a otáček rotoru:

$$D = 450 \text{ mm} = 0,45 \text{ m} \quad (2.1)$$

$$n = 10\,000 \text{ min}^{-1} = 166,6667 \text{ s}^{-1} \quad (2.2)$$

U kondenzačních parních turbín omezuje volbu otáček tahové napětí působící na poslední řadu lopatek. U protitlakové parní turbíny nedosahují lopatky posledního stupně takových délek a otáčky jsou omezeny tahovým napětím působícím na rotorové lopatky regulačního stupně.

Otáčky a střední průměr jsou zvoleny tak, aby nebyla překročena povolená mez tahového napětí, které bude stanoveno v podkapitole 2.3.2.



Obrázek 2.2: Označení stavu páry v regulačním stupni

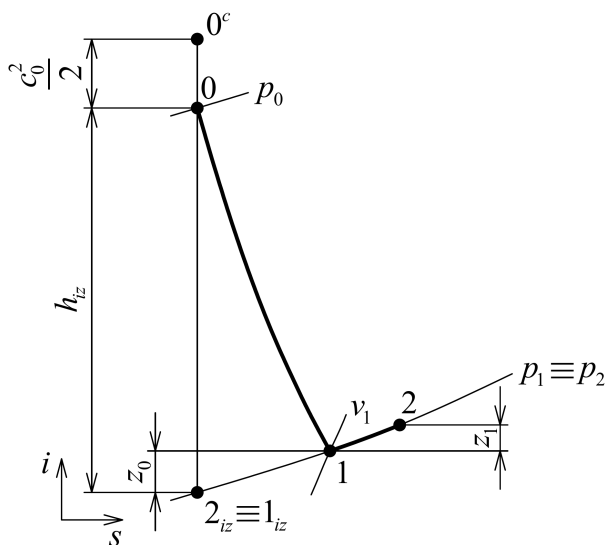
Obvodová rychlost na středním průměru:

$$u = \pi \cdot D \cdot n = \pi \cdot 0,45 \cdot \frac{10\,000}{60} = 235,62 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.3)$$

Rychlostní poměr (u/c_{jz}):

$$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right) = 0,4368 \quad (2.4)$$

Rychlostní poměr byl nejprve zvolen z rozsahu 0,45 až 0,48. Později byl upraven na základě optimalizace popsané v kapitole 8. Po propojení s výpočtem stupňové části turbíny byl rychlostní poměr ještě mírně dopraven tak, aby se tlak na výstupu z regulačního stupně rovnal tlaku na vstupu do stupňové části, viz podkapitola 3.5.2.



Obrázek 2.3: Předběžný návrh expanze v regulačním stupni v i-s diagramu

Teoretická izoentropická absolutní rychlost na výstupu z dýzy:

$$c_{1,iz} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)} = \frac{235,62}{0,4368} = 539,42 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.5)$$

Izoentropický spád zpracovaný regulačním stupněm:

$$h_{iz} = \frac{c_{1,iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = \frac{539,42^2}{2\,000} - \frac{25^2}{2\,000} = 145,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.6)$$

kde $c_0 [m \cdot s^{-1}]$ je absolutní rychlost páry na vstupu do dýzy,
zvoleno $25 m \cdot s^{-1}$ na doporučení vedoucího práce.

Entalpie na výstupu z dýzy a z rotoru při izoentropické expanzi:

$$i_{1,iz} = i_{2,iz} = i_0 - h_{iz} = 3\,367,7 - 145,2 = 3\,224,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.7)$$

Tlak na výstupu z dýzy a z rotoru:

$$p_1 = p_2 = f(i_{1,iz}; s_0) = 44,579 \text{ bar} \quad (2.8)$$

Kritický tlak pro přehřátou páru:

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_0 = 0,546 \cdot 71,040 = 38,788 \text{ bar} \quad (2.9)$$

$$p_2 \geq p_{krit} \Rightarrow \text{nedochází ke kritickému proudění.} \quad (2.10)$$

Nedochází ke kritickému proudění, takže pro daný tlakový poměr p_2/p_0 postačuje nerozšířená dýza. Tlakový poměr p_2/p_0 však také nemá překročit hodnotu 0,8.

$$\frac{p_2}{p_0} = \frac{44,579}{71,040} = 0,628 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.11)$$

Velikost profilové ztráty v dýze:

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot \frac{c_{1,iz}^2}{2} = (1 - 0,963^2) \cdot \frac{539,42^2}{2\,000} = 10,64 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.12)$$

kde $\varphi [-]$ je rychlostní součinitel pro dýzu.

Rychlostní součinitel byl nejprve zvolen z doporučeného rozsahu 0,95 až 0,98. Nynější hodnota je výsledkem vztahu (2.36).

Entalpie na výstupu z dýzy:

$$i_1 = i_{1,iz} + z_0 = 3\,224,5 + 10,64 = 3\,235,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.13)$$

Měrný objem na výstupu z dýzy:

$$v_1 = f(p_1; i_1) = 0,0669 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.14)$$

Výška dýzy při totálním ostříku:

$$l_{0,t} = \frac{\dot{M} \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot c_{1,iz} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_1} = \frac{10,230 \cdot 0,0669}{\pi \cdot 0,45 \cdot 539,42 \cdot 0,963 \cdot \sin 11^\circ} \quad (2.15)$$

$$l_{0,t} = 0,00489 \text{ m}$$

kde $\alpha_1 [^\circ]$ je úhel absolutní rychlosti na výstupu z dýzy, zvoleno 11° .

Úhel α_1 se podle literatury [3] obvykle volí v rozsahu 13° až 18° . Bylo však zvoleno 11° , aby výška dýzy dosahovala na doporučení vedoucího práce minimálně 18 mm .

Následuje výpočet optimální výšky dýzy, pro který je nutné nejprve vypočítat součinitel α , jenž zahrnuje výpočet součinitele δ .

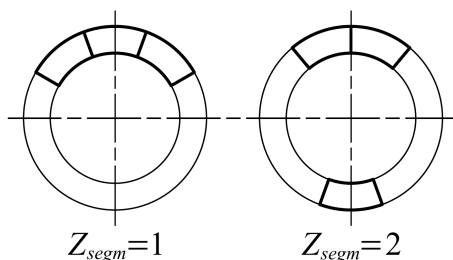
$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1\,000}\right)^{0,2} \cdot D^{0,5}} = 0,1467 \cdot \frac{0,4368}{\left(\frac{10\,000}{1\,000}\right)^{0,2} \cdot 0,45^{0,5}} = 0,0603 \quad (2.16)$$

kde $\frac{c}{a} [-]$ je experimentální konstanta, pro A-kolo $\frac{c}{a} = 0,1467$,
n jsou otáčky dosazené v $[\text{min}^{-1}]$.

$$\alpha = \sqrt{\frac{D}{\frac{b}{a} \cdot Z_{segm} + \delta \cdot D}} = \sqrt{\frac{0,45}{0,0398 \cdot 1 + 0,0603 \cdot 0,45}} = 2,5931 \quad (2.17)$$

kde $\frac{b}{a} [-]$ je konstanta, $\frac{b}{a} = 0,0398$,

$Z_{segm} [-]$ je počet segmentů po obvodu, viz obrázek 2.4.



Obrázek 2.4: Počet segmentů po obvodu regulačního stupně

Optimální výška dýzy:

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{0,t}} = 2,5931 \cdot \sqrt{0,489} = 1,813 \text{ cm} \quad (2.18)$$

kde l_{opt} a $l_{0,t}$ jsou v [cm].

Zaokrouhlením optimální výšky dýzy na desetiny milimetru se získá skutečná výška dýzy:

$$l_0 = 18,1 \text{ mm} \quad (2.19)$$

Parciální ostřík:

$$\varepsilon = \frac{l_{0,t}}{l_0} = \frac{4,9}{18,1} = 0,27 \quad (2.20)$$

Tímto byly stanoveny veškeré parametry potřebné k detailnímu výpočtu A-kola. Součástí předběžného návrhu je ještě odhad vnitřní účinnosti a vnitřního výkonu regulačního stupně.

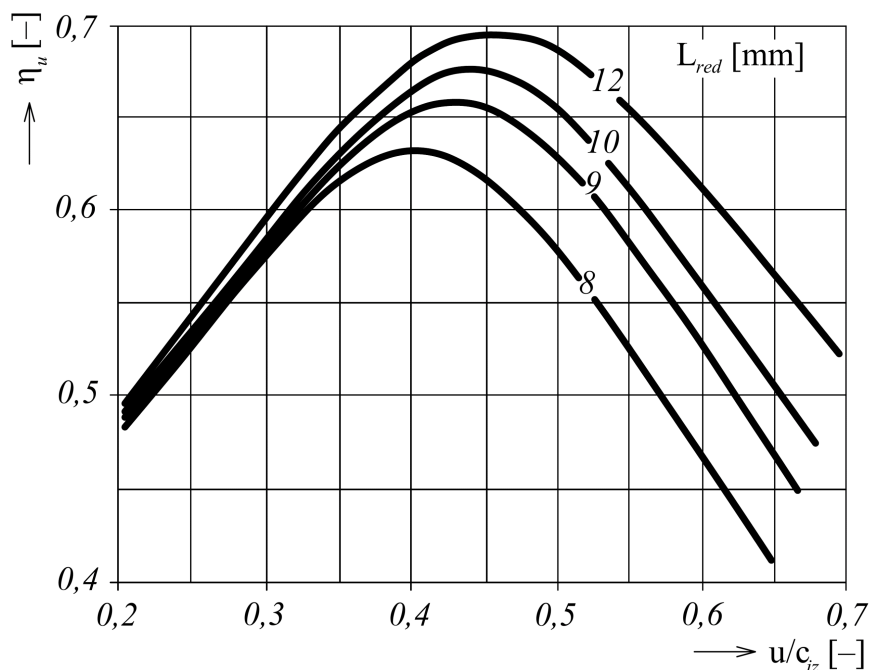
Redukovaná výška dýzy:

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0} = \frac{1,81}{1 + \left(\frac{1,81}{1,813}\right)^2 - 0,0603 \cdot 1,81} = 0,96 \text{ cm} \quad (2.21)$$

Redukovaná výška dýzy dosahuje s plným ostříkem $\varepsilon = 1$ stejnou účinnost jako lopatka délky l_0 s parciálním ostříkem.

Redukovaná obvodová účinnost určená z obrázku 2.5:

$$\eta_u = f(u/c_{iz}; L_{red}) = 0,67 \quad (2.22)$$



Obrázek 2.5: Redukovaná obvodová účinnost regulačního stupně, zpracováno dle [3]

Absolutní hodnota ztráty třením a ventilací:

$$z_5 = \frac{k}{\dot{M} \cdot v_1} = \frac{2,5}{10,230 \cdot 0,0669} = 3,65 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.23)$$

kde $k [-]$ je součinitel určený z diagramu v literatuře [3],
 $k = f(D; n) = 2,5$.

Poměrná ztráta třením a ventilací:

$$\xi_5 = \frac{z_5}{h_{iz}} = \frac{3,65}{145,2} = 0,0252 \quad (2.24)$$

Vnitřní účinnost a vnitřní výkon regulačního stupně za předpokladu rovnosti kinetické energie na vstupu a výstupu:

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 = 0,67 - 0,0252 = 0,6448 \quad (2.25)$$

$$P_i = \dot{M} \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 10,230 \cdot 145,2 \cdot 0,6448 = 957,69 \text{ kW} \quad (2.26)$$

Koncový bod expanze ve stupni za předpokladu rovnosti kinetické energie na vstupu a výstupu:

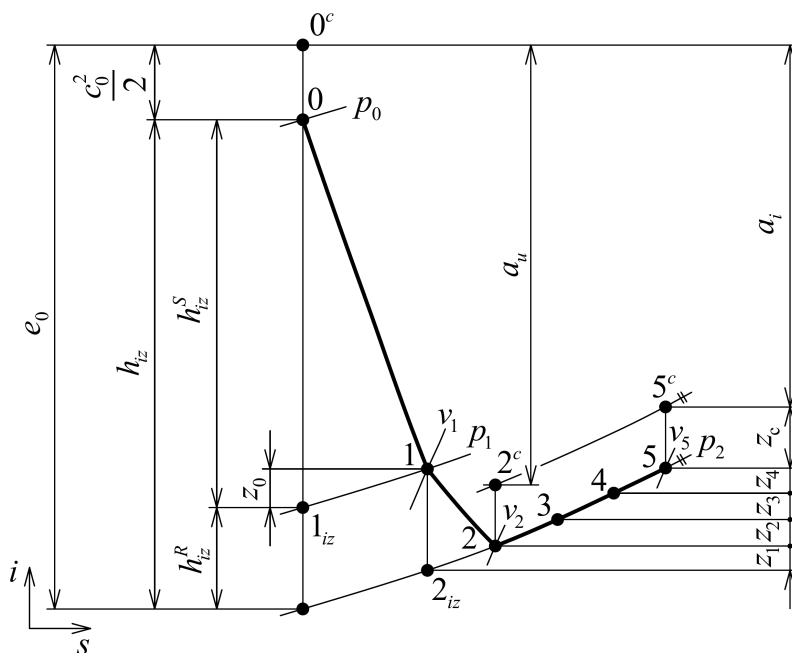
$$i_2 = i_0 - \eta_{tdi} \cdot h_{iz} = 3\,369,7 - 0,6448 \cdot 145,2 = 3\,276,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.27)$$

2.2 Detailní výpočet A-kola

Detailní výpočet navazuje na předběžný návrh. Některé parametry určené během předběžného návrhu jsou vstupem pro detailní výpočet.

Tabulka 2.2: Parametry z předběžného návrhu vstupující do detailního výpočtu

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Střední průměr lopatkování	D	450	mm
Otáčky rotoru turbíny	n	10 000	min^{-1}
Poměr (u/c_{iz})	(u/c_{iz})	0,4368	–
Izoentropický spád	h_{iz}	145,2	$kJ \cdot kg^{-1}$
Tlak páry za RS	p_2	44,579	bar
Stupeň parciálního ostříku	ε	0,27	–



Obrázek 2.6: Průběhu expanze v regulačním stupni v i-s diagramu

Volba stupně reakce:

$$\rho = 0,02 \quad (2.28)$$

Při prvním výpočtu byl stupeň reakce zvolen 0,08. Později byl upraven podle optimalizace popsané v kapitole 8.

Rozdělení izoentropických spádů na dýzu a rotor:

$$h_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{iz} = (1 - 0,02) \cdot 145,2 = 142,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.29)$$

$$h_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz} = 0,02 \cdot 145,2 = 2,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.30)$$

Dýza je v této kapitole označována indexem S.

Entalpie na výstupu z dýzy při izoentropické expanzi:

$$i_{1,iz} = i_0 - h_{iz}^S = 3\,369,7 - 142,3 = 3\,227,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.31)$$

Tlak na výstupu z dýzy:

$$p_1 = f(i_{1,iz}; s_0) = 45,018 \text{ bar} \quad (2.32)$$

$$p_1 \geq p_{krit} \Rightarrow \text{nedochází ke kritickému proudění.} \quad (2.33)$$

2.2.1 Rychlostní součinitele

Rychlostní součinitele se dají použít pro výpočet profilových ztrát v lopatkových mřížích. Profilové ztráty zahrnují ztrátu třením v mezní vrstvě, vířením a rázem. [3]

Pro výpočet rychlostních součinitelů byly použity vztahy z literatury [4]. Rychlostní součinitel je zde funkcí ohnutí proudu a zároveň je ještě korigován délkou lopatky.

Rychlostní součinitel pro dýzu v závislosti na ohnutí proudu:

$$\varphi_1 = 0,985067 - 0,00013234 \cdot \exp(0,0424951 \cdot \Delta\alpha) \quad (2.34)$$

$$\varphi_1 = 0,985067 - 0,00013234 \cdot \exp(0,0424951 \cdot 63,58) = 0,983$$

kde $\Delta\alpha$ [°] je velikost ohnutí proudu, $\Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_1$, viz (2.68).

Korekce rychlostního součinitele pro dýzu na konečnou délku lopatky:

$$k_S = 0,998849 - 0,0884517 \cdot \exp(-83,4101 \cdot l_0) \quad (2.35)$$

$$k_S = 0,998849 - 0,0884517 \cdot \exp(-83,4101 \cdot 0,0181) = 0,979$$

kde l_0 [m] je výška dýzy, viz (2.55).

Rychlostní součinitel pro dýzu:

$$\varphi = \varphi_1 \cdot k_S = 0,983 \cdot 0,979 = 0,963 \quad (2.36)$$

Rychlostní součinitel pro rotor v závislosti na ohnutí proudu:

$$\psi_1 = 0,990661 - 0,00125829 \cdot \exp(0,0309431 \cdot \Delta\beta) \quad (2.37)$$

$$\psi_1 = 0,990661 - 0,00125829 \cdot \exp(0,0309431 \cdot 136,56) = 0,905$$

kde $\Delta\beta$ [°] je velikost ohnutí proudu, $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$, viz (2.69).

Korekce rychlostního součinitele pro rotor na konečnou délku lopatky:

$$k_R = 0,959394 - 0,190555 \cdot \exp(-30,2325 \cdot l_2) \quad (2.38)$$

$$k_R = 0,959394 - 0,190555 \cdot \exp(-30,2325 \cdot 0,0201) = 0,856$$

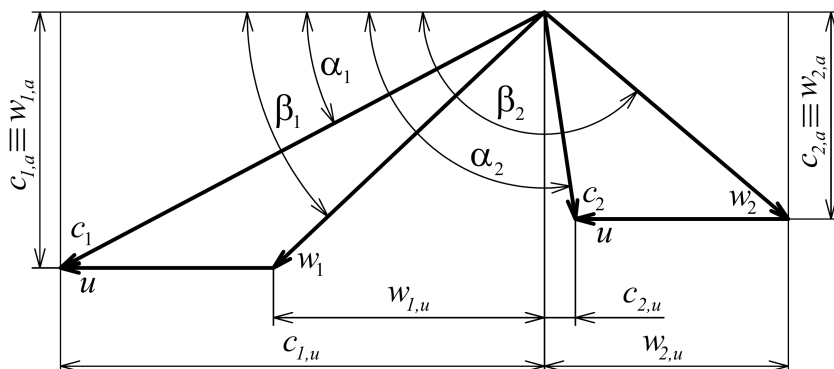
kde l_2 [m] je délka rotorové lopatky, viz (2.57).

Rychlostní součinitel pro rotor:

$$\psi = \psi_1 \cdot k_R = 0,905 \cdot 0,856 = 0,774 \quad (2.39)$$

Jelikož v této části výpočtu nejsou velikosti ohnutí proudu a délky lopatek známy, musely být rychlostní součinitele nejprve odhadnuty. Po výpočtu velikostí ohnutí proudu a délek lopatek jsou již rychlostní součinitele přepočteny podle uvedených vztahů.

2.2.2 Rychlostní trojúhelníky



Obrázek 2.7: Rychlostní trojúhelníky regulačního stupně

- Vstupní rychlostní trojúhelník

Teoretická absolutní rychlost na výstupu z dýzy:

$$c_{1,iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_{iz} + c_0^2} \quad (2.40)$$

$$c_{1,iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - 0,02) \cdot 145\,200 + 25^2} = 534,01 \, m \cdot s^{-1}$$

Skutečná absolutní rychlost na výstupu z dýzy:

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1,iz} = 0,963 \cdot 534,01 = 514,12 \, m \cdot s^{-1} \quad (2.41)$$

Relativní rychlost na výstupu z dýzy:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} \quad (2.42)$$

$$w_1 = \sqrt{514,12^2 + 235,62^2 - 2 \cdot 514,12 \cdot 235,62 \cdot \cos 11^\circ} = 286,38 \, m \cdot s^{-1}$$

Obvodové složky rychlostí:

$$c_{1,u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 514,12 \cdot \cos 11^\circ = 504,67 \, m \cdot s^{-1} \quad (2.43)$$

$$w_{1,u} = c_{1,u} - u = 504,67 - 235,62 = 269,05 \, m \cdot s^{-1} \quad (2.44)$$

Axiální složky rychlostí:

$$c_{1,a} = w_{1,a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 514,12 \cdot \sin 11^\circ = 98,10 \, m \cdot s^{-1} \quad (2.45)$$

Úhel relativní rychlosti na vstupu do rotoru:

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1,u}}{w_1} = \arccos \frac{269,05}{286,38} = 20,03^\circ \quad (2.46)$$

- Výstupní rychlostní trojúhelník

Teoretická relativní rychlost na výstupu z rotoru:

$$w_{2,iz} = \sqrt{2 \cdot \rho \cdot h_{iz} + w_1^2} \quad (2.47)$$

$$w_{2,iz} = \sqrt{2 \cdot 0,02 \cdot 145\,200 + 286,38^2} = 296,35 \, m \cdot s^{-1}$$

Skutečná relativní rychlost na výstupu z rotoru:

$$w_2 = \psi \cdot w_{2,iz} = 0,774 \cdot 296,35 = 229,36 \, m \cdot s^{-1} \quad (2.48)$$

Pro výpočet dalších rychlostí a jejich složek je potřebný úhel relativní rychlosti na výstupu z rotoru β_2 . Pro jeho stanovení se musí vypočítat délky lopatek pomocí rovnice kontinuity.

- Výpočet délek lopatek a úhel β_2

Profilová ztráta v dýze:

$$z_0 = \frac{c_{1,iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{534,01^2}{2 \cdot 000} \cdot (1 - 0,963^2) = 10,43 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.49)$$

Entalpie na výstupu z dýzy:

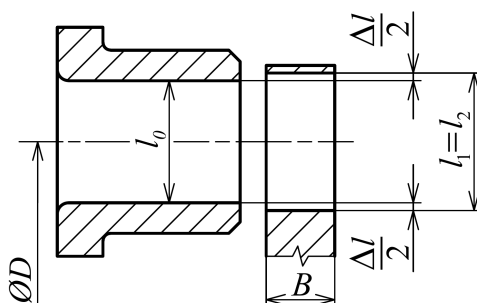
$$i_1 = i_{1,iz} + z_0 = 3 \, 227,4 + 10,43 = 3 \, 237,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.50)$$

Ostatní stavové veličiny páry na výstupu z dýzy:

$$s_1 = f(p_1; i_1) = 6,7542 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2.51)$$

$$t_1 = f(p_1; i_1) = 413,48 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.52)$$

$$v_1 = f(p_1; i_1) = 0,0664 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.53)$$



Obrázek 2.8: Výška dýzy a délka rotorové lopatky regulačního stupně

Výška dýzy:

$$l_{0,teor} = \frac{\dot{M} \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} \quad (2.54)$$

$$l_{0,teor} = \frac{10,230 \cdot 0,0664}{\pi \cdot 0,45 \cdot 0,27 \cdot 514,12 \cdot \sin 11^\circ} = 0,01814 \text{ m}$$

Výška dýzy zaokrouhlená na desetiny milimetru:

$$l_0 = 18,1 \text{ mm} \quad (2.55)$$

Přepočet parciálního ostříku:

$$\varepsilon_{real} = \frac{\dot{M} \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot l_0 \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} \quad (2.56)$$

$$\varepsilon_{real} = \frac{10,230 \cdot 0,0664}{\pi \cdot 0,45 \cdot 0,0181 \cdot 514,12 \cdot \sin 11^\circ} = 0,2706$$

Vstupní a výstupní délka lopatky rotoru:

$$l_1 = l_2 = l_0 + \Delta l = 18,1 + 2 = 20,1 \text{ mm} \quad (2.57)$$

kde Δl [mm] je přesah lopatek,
rozmezí 1 až 3 mm – zvoleny 2 mm.

Profilová ztráta v rotoru:

$$z_1 = \frac{w_{2,iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{296,35^2}{2 \cdot 000} \cdot (1 - 0,774^2) = 17,61 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.58)$$

Entalpie na výstupu z rotoru při izoentropické expanzi v rotoru:

$$i_{2,iz} = f(p_2; s_1) = 3\,234,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.59)$$

Entalpie a měrný objem páry na výstupu z rotoru:

$$i_2 = i_{2,iz} + z_1 = 3\,234,9 + 17,61 = 3\,252,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.60)$$

$$v_2 = f(p_2; i_2) = 0,0678 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.61)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z rotoru:

$$\beta_2 = 180^\circ - \arcsin \frac{\dot{M} \cdot v_5}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon_{real} \cdot w_2 \cdot l_2} \quad (2.62)$$

$$\beta_2 = 180^\circ - \arcsin \frac{10,230 \cdot 0,0685}{\pi \cdot 0,45 \cdot 0,2706 \cdot 229,36 \cdot 0,0201} = 156,60^\circ$$

Nejprve byl do vztahu dosazen měrný objem v_2 . Po výpočtu ve vztahu (2.103) byl nahrazen měrným objemem v_5 , který zohledňuje i další ztráty vzniklé ve stupni.

- Dokončení výstupního rychlostního trojúhelníku

Absolutní rychlost na výstupu z rotoru:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180^\circ - \beta_2)} \quad (2.63)$$

$$c_2 = \sqrt{229,36^2 + 235,62^2 - 2 \cdot 229,36 \cdot 235,62 \cdot \cos(180^\circ - 156,60^\circ)}$$

$$c_2 = 94,50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Obvodové složky rychlostí:

$$w_{2,u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = 229,36 \cdot \cos 156,60^\circ = -210,49 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.64)$$

$$c_{2,u} = w_{2,u} + u = -210,49 + 235,62 = 25,13 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.65)$$

Kladný směr obvodových složek rychlostí je ve směru obvodové rychlosti. Záporné znaménko tedy značí, že má složka opačný směr než obvodová rychlost.

Axiální složky rychlostí:

$$c_{2,a} = w_{2,a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 = 229,36 \cdot \sin 156,60^\circ = 91,10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.66)$$

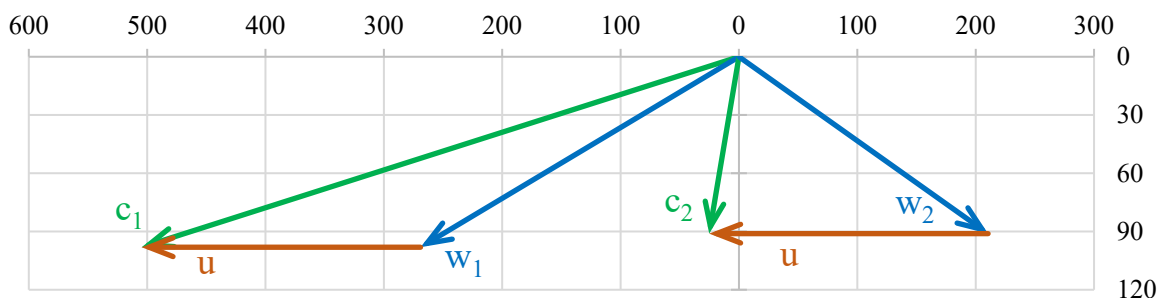
Úhel absolutní rychlosti na výstupu z rotoru:

$$\alpha_2 = 90^\circ - \arctg \frac{c_{2,u}}{c_{2,a}} = 90^\circ - \arctg \frac{25,13}{91,10} = 74,58^\circ \quad (2.67)$$

Velikosti ohnutí proudu:

$$\Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_1 = 74,58 - 11 = 63,58^\circ \quad (2.68)$$

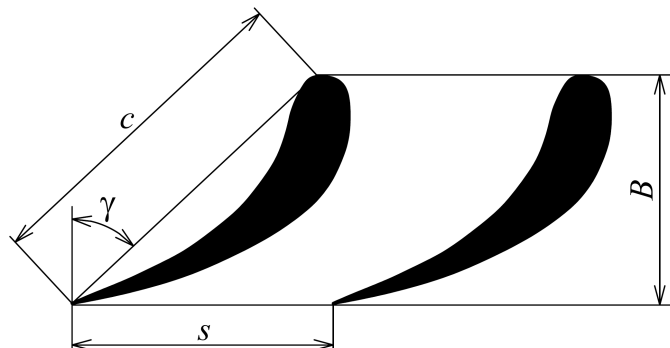
$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = 156,60 - 20,03 = 136,56^\circ \quad (2.69)$$



Obrázek 2.9: Rychlostní trojúhelníky navrženého regulačního stupně

2.2.3 Volba lopatkových profilů

Pro některé další výpočty je nutné zvolit lopatkové profily. Výběr profilu rotorových lopatek pak bude také důležitý při pevnostní kontrole regulačního stupně. Profily jsou voleny z tabulek v literatuře [3].



Obrázek 2.10: Rozměry charakterizující lopatkový profil regulačního stupně

- Dýzy

Pro dýzy byl zvolen profil TS-1A. Poměrná rozteč a úhel nastavení byly zvoleny z optimálního rozsahu pro daný profil.

Tabulka 2.3: Parametry profilu zvoleného pro statorové lopatky

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Poměrná rozteč	$(s/c)_s$	0,82	—
Délka tělavy	c_s	20	mm
Úhel nastavení	γ_s	34	°

Rozteč dýz a jejich počet:

$$s_s = c_s \cdot \left(\frac{s}{c}\right)_s = 20 \cdot 0,82 = 16,4 \text{ mm} \quad (2.70)$$

$$Z_s = \frac{\pi \cdot D \cdot \varepsilon_{real}}{s_s} = \frac{\pi \cdot 0,45 \cdot 0,2706}{0,0164} = 23,32 \Rightarrow 23 \quad (2.71)$$

Přepočet rozteče a poměrné rozteče dýz po zaokrouhlení počtu lopatek:

$$s_{s,real} = \frac{\pi \cdot D \cdot \varepsilon_{real}}{Z_s} = \frac{\pi \cdot 0,45 \cdot 0,2706}{23} = 16,63 \text{ mm} \quad (2.72)$$

$$\left(\frac{s}{c}\right)_{s,real} = \frac{s_{s,real}}{c_s} = \frac{16,63}{20} = 0,831 \quad (2.73)$$

Šířka dýzy:

$$B_s = c_s \cdot \cos \gamma_s = 20 \cdot \cos 34^\circ = 16,58 \text{ mm} \quad (2.74)$$

- Rotorové lopatky

Pro rotorové lopatky byl zvolen profil 25TR3. Typ profilu TR3 je určen na základě optimalizace stupně reakce, viz kapitola 8, a velikost profilu podle pevnostní kontroly stupně, viz podkapitola 2.3.

Tabulka 2.4: Parametry profilu zvoleného pro rotorové lopatky

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Poměrná rozteč	$(s/c)_R$	0,63	—
Šířka lopatky	B_R	25	mm
Úhel nastavení	γ_R	9,517	°
Průřez profilu	S_R	1,569	cm ²
Modul průřezu v ohybu	W_{min}	0,163	cm ³

Délka tělivy:

$$c_R = \frac{B_R}{\cos \gamma_R} = \frac{25}{\cos 9,517^\circ} = 25,35 \text{ mm} \quad (2.75)$$

Rozteč lopatek a jejich počet:

$$s_R = c_R \cdot \left(\frac{S}{c}\right)_R = 25,35 \cdot 0,63 = 15,97 \text{ mm} \quad (2.76)$$

$$Z_R = \frac{\pi \cdot D}{s_R} = \frac{\pi \cdot 0,45}{0,01597} = 88,52 \Rightarrow 89 \quad (2.77)$$

Přepočít rozteče a poměrné rozteče lopatek po zaokrouhlení počtu lopatek:

$$s_{R,real} = \frac{\pi \cdot D}{Z_R} = \frac{\pi \cdot 0,45}{89} = 15,88 \text{ mm} \quad (2.78)$$

$$\left(\frac{S}{c}\right)_{R,real} = \frac{s_{R,real}}{c_R} = 0,627 \quad (2.79)$$

2.2.4 Ztráty, účinnost a výkon regulačního stupně

V této části budou určeny jednotlivé ztráty stupně. Z nich se určí účinnost stupně a následně jeho výkon.

- Energetické ztráty v lopatkování

Profilové ztráty v dýze z_0 a v rotoru z_1 již byly vypočteny v podkapitole 2.2.2, ale pro úplnost jsou uvedeny i zde.

$$z_0 = \frac{c_{1,iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = 10,43 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.80)$$

$$z_1 = \frac{w_{2,iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = 17,61 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.81)$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{94,50^2}{2 \cdot 000} = 4,47 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.82)$$

- Obvodová účinnost stupně

Celková využitelná energie na stupeň:

$$e_0 = h_{iz} + \frac{c_0^2}{2} = 145,2 + \frac{25^2}{2 \cdot 000} = 145,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.83)$$

Obvodová práce a obvodová účinnost stupně:

$$a_u = e_0 - z_0 - z_1 - z_c \quad (2.84)$$

$$a_u = 145,5 - 10,43 - 17,61 - 4,47 = 113,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\eta_u = \frac{a_u}{e_0} = \frac{113,0}{145,5} = 0,7766 \quad (2.85)$$

- Ostatní ztráty, vnitřní termodynamická účinnost a vnitřní výkon stupně

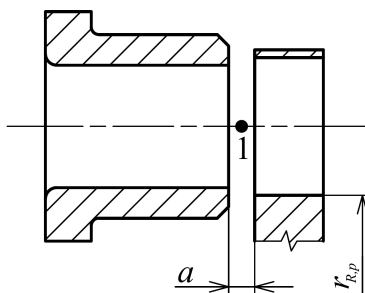
Nejprve se určí průtočný průřez pro páru S , jenž bude využit při výpočtu několika dalších poměrných ztrát.

$$S = \pi \cdot D \cdot l_1 \cdot \varepsilon_{real} \cdot \sin \alpha_1 \quad (2.86)$$

$$S = \pi \cdot 0,45 \cdot 0,0181 \cdot 0,2706 \cdot \sin 11^\circ = 0,001467 \text{ m}^2$$

a) Ztráta ventilací

Ztráta ventilací zahrnuje ztrátu ventilací disku a ztrátu ventilací na vnější ploše bandáže. Stanovení ztráty ventilací disku předchází výpočet součinitele tření disku, pro který je také zapotřebí určit Reynoldsovo číslo v mezeře mezi statorem a rotorem. Postup výpočtu součinitele tření disku a ztráty ventilací na vnější ploše bandáže vychází z literatury [5].



Obrázek 2.11: Rozměry regulačního stupně k určení součinitele tření disku

Reynoldsovo číslo:

$$Re_u = \frac{u_{R,p} \cdot r_{R,p}}{\mu_1 \cdot v_1} = \frac{225,10 \cdot 0,21495}{2,496 \cdot 10^{-5} \cdot 0,0664} = 29\,200\,489 \quad (2.87)$$

kde $r_{R,p}$ [m] je poloměr patní kružnice rotorové lopatky,

$$r_{R,p} = \frac{D-l_1}{2} = \frac{0,45-0,0181}{2} = 0,21495 \text{ m},$$

$u_{R,p}$ [m · s⁻¹] je obvodová rychlost na poloměru $r_{R,p}$,

$$u_{R,p} = 2 \cdot \pi \cdot r_{R,p} \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 0,21495 \cdot \frac{10\,000}{60} = 225,10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1},$$

μ_1 [Pa · s] je dynamická viskozita v mezeře mezi rotorem a statorem,

$$\mu_1 = f(p_1; i_1) = 2,496 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}.$$

Součinitel tření disku:

$$k_{tř} = 0,025 \cdot \left(\frac{a}{r_{R,p}} \right)^{0,1} \cdot Re_u^{-0,2} \quad (2.88)$$

$$k_{tř} = 0,025 \cdot \left(\frac{4}{214,95} \right)^{0,1} \cdot 29\,200\,489^{-0,2} = 0,539 \cdot 10^{-3}$$

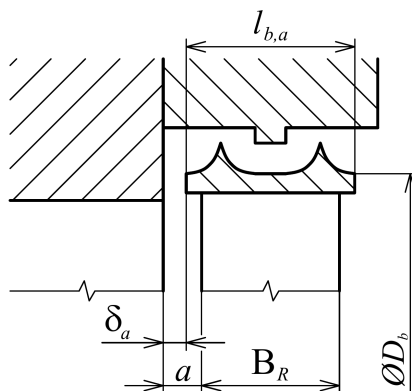
kde a [mm] je axiální mezera mezi rotorem a statorem,

$a = 4 \text{ mm}$ pro $l_0 \leq 35 \text{ mm}$ podle [4].

Poměrná ztráta ventilací disku:

$$\xi_{2,1} = k_{tř} \cdot \frac{D^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right)^3 \quad (2.89)$$

$$\xi_{2,1} = 0,539 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,45^2}{0,001467} \cdot \left(\frac{235,62}{\sqrt{2 \cdot 145\,200}} \right)^3 = 0,0062$$



Obrázek 2.12: Rozměry k určení poměrné ztráty ventilací na vnější ploše bandáže

Poměrná ztráta ventilací na vnější ploše bandáže:

$$\xi_{2,2} = 2 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{D_b \cdot l_{b,a}}{S} \cdot \left(\frac{u}{c_{iz}} \right)^3 \quad (2.90)$$

$$\xi_{2,2} = 2 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,4731 \cdot 0,031}{0,001467} \cdot 0,4368^3 = 0,0017$$

kde D_b [m] je průměr bandáže,

$$D_b = D + l_1 + 2 \cdot t_b = 0,45 + 0,0181 + 2 \cdot 0,0015 = 0,4731 \text{ m},$$

t_b [m] je tloušťka bandáže, zvoleno 0,0015 m,

$l_{b,a}$ [m] je axiální délka bandáže,

$$l_{b,a} = B_R + 2 \cdot (a - \delta_a) = 25 + 2 \cdot (4 - 1) = 31 \text{ mm},$$

δ_a [m] je axiální vůle mezi bandáží rotoru a statorem,

$$\delta_a = 1 \text{ mm pro } l_0 \leq 35 \text{ mm podle [4].}$$

Celková poměrná ztráta ventilací:

$$\xi_2 = \xi_{2,1} + \xi_{2,2} = 0,0062 + 0,0017 = 0,0079 \quad (2.91)$$

b) Ztráta parciálním ostřikem

Ztráta parciálním ostřikem se skládá ze dvou dílčích ztrát.

Poměrná ztráta ventilací neostříknutých lopatek:

$$\xi_{3,1} = \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{1 - \varepsilon_{real}}{2 \cdot \varepsilon_{real}} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right)^3 \quad (2.92)$$

$$\xi_{3,1} = \frac{0,065}{\sin 11^\circ} \cdot \frac{1 - 0,2706}{2 \cdot 0,2706} \cdot \left(\frac{235,62}{\sqrt{2 \cdot 145\,200}} \right)^3 = 0,0384$$

Regulační stupeň je navržen se zakrytím rotoru mimo oblast ostříku. To se provádí za účelem snížení ztráty ventilací neostříknutých lopatek. Uvedený vztah platí při uvažovaném poměrném zakrytí $\varepsilon_{kryt} = (1 - \varepsilon_{real})$.

Poměrná ztráta na okrajích pásma ostříku:

$$\xi_{3,2} = 0,25 \cdot \frac{c_R \cdot l_2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right) \cdot \eta_u \cdot Z_{segm} \quad (2.93)$$

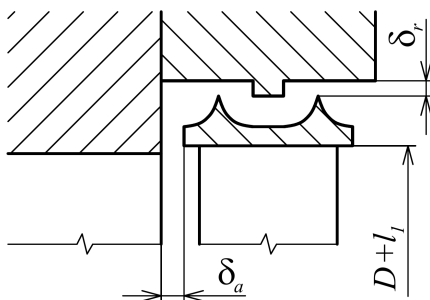
$$\xi_{3,2} = 0,25 \cdot \frac{0,02535 \cdot 0,0201}{0,001467} \cdot \left(\frac{235,62}{\sqrt{2 \cdot 145\,200}} \right) \cdot 0,7766 \cdot 1 = 0,0295$$

Celková poměrná ztráta parciálním ostříkem:

$$\xi_3 = \xi_{3,1} + \xi_{3,2} = 0,0384 + 0,0295 = 0,0679 \quad (2.94)$$

c) Ztráta radiální mezerou

Použitím bandáže dochází ke zmenšení této ztráty. Před výpočtem samotné poměrné ztráty je potřebné provést dva mezivýpočty.



Obrázek 2.13: Vůle mezi bandáží a statorem

Ekvivalentní vůle mezi rotorem a statorem:

$$\delta_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + 1,5 \cdot \frac{Z_r}{\delta_r^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{0,001^2} + 1,5 \cdot \frac{3}{0,00075^2}}} = 0,00029 \text{ m} \quad (2.95)$$

kde δ_r [mm] je radiální vůle mezi bandáží rotoru a statorem,

$$\delta_r = \frac{D}{1\,000} + 0,3 = \frac{450}{1\,000} + 0,3 = 0,75 \text{ mm}$$

Z_r [-] je počet břitů bandáže, zvoleny 3 břity.

Stupeň reakce na špičce lopatky:

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{D}{D + l_1} = 1 - (1 - 0,02) \cdot \frac{0,45}{0,45 + 0,0201} = 0,062 \quad (2.96)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou pro stupeň s bandáží:

$$\xi_4 = \delta_{ekv} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1 - \rho}} \cdot \eta_u \cdot \frac{\pi \cdot (D + l_1) \cdot \varepsilon_{real}}{S} \quad (2.97)$$

$$\xi_4 = 0,00029 \cdot \sqrt{\frac{0,062}{1 - 0,02}} \cdot 0,7766 \cdot \frac{\pi \cdot (0,45 + 0,0201) \cdot 0,2706}{0,001467} = 0,0154$$

Vnitřní termodynamická účinnost regulačního stupně:

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_2 - \xi_3 - \xi_4 \quad (2.98)$$

$$\eta_{tdi} = 0,7766 - 0,0079 - 0,0679 - 0,0154 = 0,6872$$

Celková entalpie a statická entalpie na výstupu z regulačního stupně:

$$i_{5,c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{tdi} \cdot e_0 \quad (2.99)$$

$$i_{5,c} = 3\,369,7 + \frac{25^2}{2\,000} - 0,6872 \cdot 145,5 = 3\,270,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_5 = i_{5,c} - \frac{c_2^2}{2} = 3\,270,0 - \frac{94,50^2}{2\,000} = 3\,265,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.100)$$

Ostatní stavové veličiny na výstupu z regulačního stupně:

$$s_5 = f(p_2; i_5) = 6,7985 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2.101)$$

$$t_5 = f(p_2; i_5) = 424,85 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.102)$$

$$v_5 = f(p_2; i_5) = 0,0685 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.103)$$

Vnitřní práce a vnitřní výkon regulačního stupně:

$$a_i = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - i_{5,c} = 3\,369,7 + \frac{25^2}{2\,000} - 3\,270,0 = 100,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.104)$$

$$P_i = \dot{M} \cdot a_i = 10,230 \cdot 100,0 = 1\,022,8 \text{ kW} \quad (2.105)$$

2.3 Pevnostní kontrola regulačního stupně

K namáhání rotorových lopatek regulačního stupně dochází ohybem a tahem. Ohyb je způsoben silovým působením páry na lopatky a tah působením odstředivé síly. Jelikož u regulačního stupně dochází k parciálnímu ostříku, tak pára působí pouze na lopatky v oblouku ostříku, což se musí zohlednit při výpočtu. Postup pevnostního výpočtu je převzat z literatury [6]. Výběr profilů lopatek byl popsán již v podkapitole 2.2.3.

2.3.1 Ohyb

Nejprve se vypočítá počet ostříknutých lopatek rotoru, zaokrouhlený nahoru:

$$Z_{R,o} = \varepsilon_{real} \cdot Z_R = 0,2706 \cdot 89 \Rightarrow 25 \quad (2.106)$$

Obvodová síla na jednu ostříknutou lopatku:

$$F_u = \frac{\dot{M} \cdot (c_{1,u} - c_{2,u})}{Z_{R,o}} = \frac{10,230 \cdot (504,67 - 25,13)}{25} = 196,2 \text{ N} \quad (2.107)$$

Axiální síla na jednu ostříknutou lopatku:

$$F_a = \frac{\dot{M} \cdot (c_{1,a} - c_{2,a})}{Z_{R,o}} + (p_1 - p_2) \cdot l_1 \cdot s_{R,real} \quad (2.108)$$

$$F_a = \frac{10,230 \cdot (98,10 - 91,10)}{25} + (45,018 - 44,579) \cdot 10^5 \cdot 0,0201 \cdot 0,01588$$

$$F_a = 17,0 \text{ N}$$

Axiální síla působící na všechny lopatky, která bude využita při návrhu vyrovnávacího pístu v kapitole 4:

$$F_a^{RS} = \dot{M} \cdot (c_{1,a} - c_{2,a}) + (p_1 - p_2) \cdot \pi \cdot D \cdot l_1 \quad (2.109)$$

$$F_a^{RS} = 10,230 \cdot (98,10 - 91,10) + (45,018 - 44,579) \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 0,45 \cdot 0,0201$$

$$F_a^{RS} = 1\,319,6 \text{ N}$$

Celková síla na jednu ostříknutou lopatku:

$$F = \sqrt{F_u^2 + F_a^2} = \sqrt{196,2^2 + 17,0^2} = 197,0 \text{ N} \quad (2.110)$$

Ohybový moment na jednu ostříknutou lopatku:

$$M_o = F \cdot \frac{l_1}{2} = 197,0 \cdot \frac{0,0201}{2} = 1,98 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (2.111)$$

Ohybové napětí působící na jednu ostříknutou lopatku:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_{min}} = \frac{1,98}{1,63 \cdot 10^{-7}} \cdot 10^{-6} = 12,14 \text{ MPa} \quad (2.112)$$

Ohybové napětí by u stupně s parciálním ostřikem nemělo přesáhnout hodnotu 20 MPa, což je splněno.

2.3.2 Tah

Namáhání tahem je způsobeno odstředivou silou, která působí na všechny lopatky bez ohledu na parciální ostřik. Odstředivá síla působící na patní průřez profilu se skládá z odstředivé síly od listu lopatky a od bandáže. Při výpočtu odstředivé síly byla jako materiál uvažována ocel s hustotou $\rho = 7\,850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Úhlová rychlost:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot \frac{10\,000}{60} = 1\,047,2 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.113)$$

Odstředivá síla od listu lopatky:

$$F_{od,l} = \rho \cdot S_R \cdot l_1 \cdot \frac{D}{2} \cdot \omega^2 \quad (2.114)$$

$$F_{od,l} = 7\,850 \cdot 1,57 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0201 \cdot \frac{0,45}{2} \cdot 1\,047,2^2 = 6\,108,4 \text{ N}$$

Odstředivá síla od bandáže:

$$F_{od,b} = \frac{\rho \cdot \pi \cdot D_{b,stř}^2 \cdot l_{b,a} \cdot t_b \cdot \omega^2}{2 \cdot Z_R} \quad (2.115)$$

$$F_{od,b} = \frac{7\,850 \cdot \pi \cdot 0,4716^2 \cdot 0,031 \cdot 0,0015 \cdot 1\,047,2^2}{2 \cdot 89} = 1\,571,3 \text{ N}$$

kde $D_{b,stř} [m]$ je střední průměr bandáže,

$$D_{b,stř} = D + l_1 + t_b = 0,45 + 0,0201 + 0,0015 = 0,4716 \text{ m}.$$

Celková odstředivá síla na jednu lopatku:

$$F_{od} = F_{od,l} + F_{od,b} = 6\,108,4 + 1\,571,3 = 7\,679,7 \text{ N} \quad (2.116)$$

Tahové napětí působící na jednu lopatku:

$$\sigma_t = \frac{F_{od}}{S_R} = \frac{7\,679,7}{1,57 \cdot 10^{-4}} \cdot 10^{-6} = 48,95 \text{ MPa} \quad (2.117)$$

Tahové napětí by nemělo přesáhnout hodnotu 50 MPa, což je splněno.

3 Stupňová část

Pára vystupující z regulačního stupně vstupuje do stupňové části turbíny. Zásadním rozhodnutím při návrhu stupňové části je volba typu lopatkování – akční nebo reakční.

Akční normální elementární stupeň dokáže při stejné obvodové rychlosti zpracovat zhruba dvojnásobný izoentropický spád v porovnání s reakčním normálním elementárním stupněm. Pro stejný spád na stupňovou část tedy stačí přibližně poloviční počet stupňů. Reakční stupně ale zase mají menší axiální mezery mezi řadami lopatek.

K další výhodě akčních stupňů patří nízké působení axiálních sil na rotor turbíny, které lze zachytit axiálním ložiskem. Naopak u reakčních stupňů je velký rozdíl tlaku před a za oběžnou řadou, což způsobuje velké axiální síly. Ty se pak musí kompenzovat použitím vyrovnávacího pístu, případně protiproudým protékáním dvou částí turbíny.

Výhodou reakčního stupně je, že se stupeň reakce pohybuje optimálně kolem hodnoty 0,5 a je tedy možné použít stejný profil lopatek pro statorové i rotorové řady.

Z hlediska nejvyšší účinnosti jsou oba typy stupňů srovnatelné. V reakčních stupních však dochází k menšímu poklesu účinnosti při nenávrhových podmínkách, což je velkou výhodou.

V této práci byl pro stupňovou část zvolen reakční typ lopatkování, který má tradici u výrobců turbín z Brna.

3.1 Předběžný návrh stupňové části

Předběžný návrh slouží k určení geometrie průtočného kanálu, stanovení počtu stupňů a odhadu účinnosti a výkonu. Výpočet je proveden zvlášť pro každý kužel. Postup vycházející z literatury [3] bude ukázán pouze pro kužel I. Výsledky dalších kuželů budou shrnuty v tabulce, protože postup výpočtu je totožný.

K jednomu rozdělení stupňové části na kužely II a III dochází v místě neregulovaného odběru páry pro odplynění. Podle doporučení vedoucího práce nesou nosiče lopatek obvykle nejvýše 10 řad lopatek. Z toho důvodu je další rozdělení na kužely I a II. Rozdělení bylo provedeno tak, aby byl počet stupňů v obou kuželech menší než 10.

Parametry páry na vstupu do kuželu I a jeho otáčky jsou známy z výpočtu regulačního stupně (RS). Při předběžném návrhu ještě nebyly propojeny jednotlivé části výpočtu. Proto se hodnoty vstupující z RS mírně liší od hodnot uvedených v předcházející kapitole. Pro další kužely jsou na vstupu parametry vystupující z předchozího kuželu. Výstup z kuželu III je známý z výpočtu navrženého TS.

Tabulka 3.1: Parametry páry na vstupu do kuželu I a jeho otáčky

Parametr	Označení	Označení v RS	Hodnota	Jednotka
Otáčky	n	n	10 000	min^{-1}
Hmotnostní průtok	\dot{M}	\dot{M}	10,086	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Tlak	p_1	p_2	44,996	bar
Entalpie	i_1	i_5	3 267,8	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Entropie	s_1	s_5	6,7977	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Teplota	t_1	t_5	426,09	$^{\circ}\text{C}$
Měrný objem	v_1	v_5	0,0679	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$

3.1.1 Stav páry na výstupu z kuželu

Zvolený tlak na výstupu z kuželu:

$$p_n = 17 \text{ bar} \quad (3.1)$$

Entropie, entalpie a teplota na výstupu při izoentropické expanzi v kuželu:

$$s_{n,iz} = s_1 = 6,7977 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.2)$$

$$i_{n,iz} = f(p_n; s_{n,iz}) = 3\,000,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.3)$$

$$t_{n,iz} = f(p_n; s_{n,iz}) = 285,82 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.4)$$

Izoentropický spád na kužel:

$$H_{iz} = i_1 - i_{n,iz} = 3\,267,8 - 3\,000,4 = 267,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.5)$$

Spád na kužel:

$$H = \eta_i \cdot H_{iz} = 0,7833 \cdot 267,4 = 209,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.6)$$

kde $\eta_i [-]$ je vnitřní účinnost kuželu.

V této fázi byla vnitřní účinnost kuželu odhadnuta. Současná hodnota je výsledkem vztahu (3.37).

Entalpie na výstupu z kuželu:

$$i_n = i_1 - H = 3\,267,8 - 209,5 = 3\,058,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.7)$$

Ostatní stavové veličiny páry na výstupu z kuželu:

$$s_n = f(p_n; i_n) = 6,8991 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.8)$$

$$v_n = f(p_n; i_n) = 0,1524 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.9)$$

$$t_n = f(p_n; i_n) = 311,38 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.10)$$

Volba středního Parsonsova čísla pro kužel:

$$Pa_s = 0,74 \quad (3.11)$$

Parsonsovo číslo je bezrozměrný součinitel. Čím vyšší se zvolí střední Parsonsovo číslo pro kužel, tím bude mít vyšší účinnost a zároveň vyšší počet stupňů. Maximální účinnosti dosahují stupně při hodnotě okolo $Pa = 0,76$.

3.1.2 První stupeň v kuželu

Zvolený výstupní úhel statorové lopatky prvního stupně:

$$\alpha_{1,1} = 11^\circ \quad (3.12)$$

Poměr (c_a/u) prvního stupně:

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_1 = \frac{\sin \alpha_{1,1}}{\lambda} \cdot \left(-\cos \alpha_{1,1} + \sqrt{\cos^2 \alpha_{1,1} + \lambda \cdot \left(1 + \frac{1}{Pa_s}\right)} \right) \quad (3.13)$$

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_1 = \frac{\sin 11^\circ}{0,12} \cdot \left(-\cos 11^\circ + \sqrt{\cos^2 11^\circ + 0,12 \cdot \left(1 + \frac{1}{0,74}\right)} \right) = 0,214$$

kde $\lambda [-]$ je ztrátový koeficient, podle literatury [3] lze odhadovat na 0,12.

Zvolená délka lopatky prvního stupně:

$$l_1 = 21 \text{ mm} \quad (3.14)$$

Střední průměr lopatkování prvního stupně:

$$D_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{\dot{M} \cdot v_1}{n \cdot l_1 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_1}} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{10,086 \cdot 0,0679}{\frac{10\,000}{60} \cdot 0,021 \cdot 0,214}} = 0,3045 \text{ m} \quad (3.15)$$

Poměr l/D prvního stupně:

$$\left(\frac{l}{D}\right)_1 = \frac{l_1}{D_1} = \frac{21,0}{304,5} = 0,0690 \quad (3.16)$$

Patní průměr lopatkování prvního stupně:

$$D_{p,1} = D_1 - l_1 = 304,5 - 21,0 = 283,5 \text{ mm} \quad (3.17)$$

3.1.3 Poslední stupeň v kuželu

Veličiny se stejným postupem výpočtu jako u prvního stupně jsou shrnuty v následující tabulce.

Tabulka 3.2: Veličiny posledního stupně se stejným postupem

Veličina	Hodnota	Jednotka
$\alpha_{1,n}$	13,5	°
$(c_a/u)_n$	0,264	—

Z technologického hlediska je výhodné, aby měl celý kužel konstantní patní průměr. Následující výpočet je proveden tak, aby byl zachován konstantní patní průměr v celém kuželu.

Patní průměr lopatkování posledního stupně:

$$D_{p,n} = D_{p,1} = D_p = 283,5 \text{ mm} \quad (3.18)$$

Poměr l/D posledního stupně:

$$\left(\frac{l}{D}\right)_n = 0,1097 \quad (3.19)$$

Poměr $(l/D)_n$ se musel dopočítat tak, aby byly následující dva vztahy pro výpočet středního průměru lopatkování posledního stupně rovny.

$$D_n = \frac{D_p}{1 - \left(\frac{l}{D}\right)_n} = \frac{0,2835}{1 - 0,1097} = 0,3185 \text{ m} \quad (3.20)$$

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{\dot{M} \cdot v_n}{\pi^2 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_n \cdot \left(\frac{l}{D}\right)_n \cdot n}} \quad (3.21)$$

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{10,086 \cdot 0,1524}{\pi^2 \cdot 0,264 \cdot 0,1087 \cdot \frac{10\,000}{60}}} = 0,3185 \text{ m} \Rightarrow \text{rovnost splněna.}$$

Délka lopatky posledního stupně:

$$l_n = D_n - D_p = 318,5 - 283,5 = 35,0 \text{ mm} \quad (3.22)$$

3.1.4 Počet stupňů, ztráty, účinnost a výkon kuželu

Střední obvodová rychlost:

$$u_s = \pi \cdot \left(\frac{D_1 + D_n}{2} \right) \cdot n \quad (3.23)$$

$$u_s = \pi \cdot \left(\frac{0,3045 + 0,3185}{2} \right) \cdot \frac{10\,000}{60} = 163,10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Počet stupňů v kuželu:

$$Z = \frac{Pa_s \cdot H_{iz}}{u_s^2} = \frac{0,74 \cdot 267,4 \cdot 10^3}{163,10^2} = 7,44 \Rightarrow 7 \text{ stupňů} \quad (3.24)$$

Mezi počítané ztráty patří ztráta radiální mezerou a ztráta rozčepýřením. Ve vztahu použitém pro ztrátu radiální mezerou je zahrnuta také ztráta sekundárním prouděním. Kužel pracuje pouze v oblasti přehřáté páry, proto nedochází ke ztrátě vlhkostí páry.

- Ztráta radiální mezerou

K určení poměrné ztráty radiální mezerou prvního stupně je zapotřebí určit radiální vůli prvního stupně, která se zaokrouhlí na desetinu milimetru:

$$k_1 = \frac{D_{h,1}}{1\,000} + x = \frac{325,5}{1\,000} + 0,1 = 0,4 \text{ mm} \quad (3.25)$$

kde $D_{h,1}$ [mm] je hlavový průměr prvního stupně,

$$D_{h,1} = D_1 + l_1 = 304,5 + 21 = 325,5 \text{ mm}$$

x [mm] je výrobní tolerance podle tabulky 3.3.

Tabulka 3.3: Výrobní tolerance radiální vůle [3]

$\frac{D_h}{1\,000}$ [mm]	0,2 – 0,4	0,5 – 0,7	0,8 – 1,2
x [mm]	0,1	0,2	0,3

Poměrná ztráta radiální mezerou prvního stupně:

$$\xi_{k,1} = \frac{0,3 + k_1}{l_1} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 0,4}{21} \cdot 4,5 = 0,1500 \quad (3.26)$$

Postup pro poslední stupeň je obdobný:

$$D_{h,n} = D_n + l_n = 318,5 + 35 = 353,5 \text{ mm} \quad (3.27)$$

$$k_n = \frac{D_{h,n}}{1\,000} + x = \frac{353,5}{1\,000} + 0,1 = 0,5 \text{ mm} \quad (3.28)$$

$$\xi_{k,n} = \frac{0,3 + k_n}{l_n} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 0,5}{35,0} \cdot 4,5 = 0,1031 \quad (3.29)$$

Střední poměrná ztráta radiální mezerou pro kužel:

$$\xi_{k,s} = \frac{\xi_{k,1} + \xi_{k,n}}{2} = \frac{0,1500 + 0,1031}{2} = 0,1265 \quad (3.30)$$

- Ztráta rozčepýřením

Poměrná ztráta rozčepýřením prvního stupně:

$$\xi_{v,1} = \left(\frac{l}{D} \right)_1^2 = 0,0690^2 = 0,0048 \quad (3.31)$$

Poměrná ztráta rozčepýřením posledního stupně:

$$\xi_{v,n} = \left(\frac{l}{D}\right)_n^2 = 0,1097^2 = 0,0120 \quad (3.32)$$

Střední poměrná ztráta rozčepýřením pro kužel:

$$\xi_{v,s} = \frac{\xi_{v,1} + \xi_{v,n}}{2} = \frac{0,0048 + 0,0120}{2} = 0,0084 \quad (3.33)$$

Před výpočtem vnitřní účinnosti je třeba stanovit střední obvodovou účinnost stupně s nekonečně dlouhou lopatkou a součinitel zpětného využití ztrát. Jelikož byl pro součinitel zpětného využití ztrát použit vztah obsahujícího vnitřní účinnost, musel být nejdříve odhadnut. Po výpočtu vnitřní účinnosti došlo k propojení obou vztahů.

Obvodová účinnost prvního stupně s nekonečně dlouhou lopatkou:

$$\eta_{u,1} = 1 - \frac{\lambda \cdot Pa_s}{\sin^2 \alpha_{1,1}} \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_1^2 = 1 - \frac{0,12 \cdot 0,74}{\sin^2 11^\circ} \cdot 0,214^2 = 0,8884 \quad (3.34)$$

Obvodová účinnost posledního stupně s nekonečně dlouhou lopatkou:

$$\eta_{u,n} = 1 - \frac{\lambda \cdot Pa_s}{\sin^2 \alpha_{1,n}} \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_n^2 = 1 - \frac{0,12 \cdot 0,74}{\sin^2 13,5^\circ} \cdot 0,264^2 = 0,8866 \quad (3.35)$$

Střední obvodová účinnost stupně s nekonečně dlouhou lopatkou pro kužel:

$$\eta_{u,s} = \frac{\eta_{u,1} + \eta_{u,n}}{2} = \frac{0,8884 + 0,8866}{2} = 0,8875 \quad (3.36)$$

Vnitřní účinnost kuželu bez ztráty výstupní rychlostí:

$$\eta_i = \eta_{u,s} \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_{k,s} - \xi_{v,s}) \quad (3.37)$$

$$\eta_i = 0,8875 \cdot 1,0203 \cdot (1 - 0,1265 - 0,0084) = 0,7833$$

Součinitel zpětného využití ztrát:

$$(1 + f) = 1 + \frac{Z - 1}{Z} \cdot (1 - \eta_i) \cdot \frac{t_1 - t_{n,iz}}{t_1 + t_n + 546,3} \quad (3.38)$$

$$(1 + f) = 1 + \frac{7 - 1}{7} \cdot (1 - 0,7833) \cdot \frac{426,09 - 285,82}{426,09 + 311,38 + 546,3} = 1,0203$$

Dalším krokem je stanovení ztráty výstupní rychlostí. Nejprve se určí axiální složka absolutní rychlosti páry na výstupu z kuželu:

$$c_{2,a,n} = \frac{\dot{M} \cdot v_n}{\pi \cdot D_n \cdot l_n} = \frac{10,086 \cdot 0,1524}{\pi \cdot 0,3185 \cdot 0,035} = 44,00 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.39)$$

Absolutní rychlost na výstupu z kuželu:

$$c_{2,n} = c_{2,a,n} \cdot \sqrt{\left(\cotg \alpha_{1,n} - \left(\frac{c_a}{u}\right)_n^{-1}\right)^2 + 1} \quad (3.40)$$

$$c_{2,n} = 44,00 \cdot \sqrt{(\cotg 13,5^\circ - 0,264^{-1})^2 + 1} = 47,00 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_{2,n}^2}{2} = \frac{47,00^2}{2 \cdot 1000} = 1,10 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.41)$$

Vnitřní práce při izoentropické expanzi v kuželu:

$$a_{iz} = i_1 - i_{n,iz} = 3\,267,8 - 3\,000,4 = 267,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.42)$$

Vnitřní práce kuželu se zahrnutím ztráty výstupní rychlostí:

$$a_i = a_{iz} \cdot \eta_i - z_c = 267,4 \cdot 0,7833 - 1,1 = 208,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.43)$$

Vnitřní termodynamická účinnost a vnitřní výkon kuželu:

$$\eta_{tdi} = \frac{a_i}{a_{iz}} = \frac{208,4}{267,4} = 0,7792 \quad (3.44)$$

$$P_i = \dot{M} \cdot a_i = 10,086 \cdot 208,4 = 2\,101,6 \text{ kW} \quad (3.45)$$

Tímto byl dokončen předběžný návrh kuželu I. Výsledky návrhu všech kuželů jsou shrnuty v následující podkapitole.

3.1.5 Výsledky předběžného návrhu jednotlivých kuželů

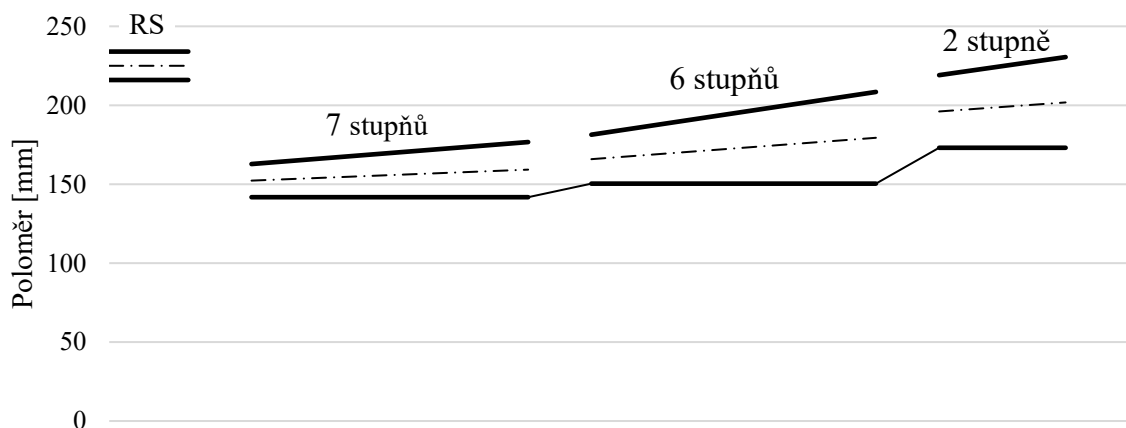
Tabulka 3.4: Výsledky předběžného návrhu jednotlivých kuželů – 1. část

Veličina	Jednotka	Kužel I	Kužel II	Kužel III
Hmotnostní průtok páry, Parsonsovo číslo a vstup do kuželu				
\dot{M}	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	10,086	10,086	9,630
n	min^{-1}	10 000	10 000	10 000
Pa_s	—	0,74	0,74	0,77
p_1	bar	44,996	17,000	5,095
i_1	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	3 267,8	3 058,4	2 838,1
s_1	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	6,7977	6,8991	7,0148
t_1	$^{\circ}\text{C}$	426,09	311,38	192,01
v_1	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	0,0679	0,1524	0,4089
Výstup z kuželu				
p_n	bar	17,000	5,095	3,246
$s_{n,iz}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	6,7977	6,8991	7,0148
$i_{n,iz}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	3 000,4	2 785,7	2 749,0
$t_{n,iz}$	$^{\circ}\text{C}$	285,82	168,32	145,38
H_{iz}	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	267,4	272,7	89,1
η_i	—	0,7833	0,8077	0,8021
H	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	209,5	220,2	71,5
i_n	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	3058,4	2 838,1	2 766,7
s_n	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	6,8991	7,0148	7,0565
t_n	$^{\circ}\text{C}$	311,38	192,01	153,44
v_n	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	0,1524	0,4089	0,5900
První stupeň				
$\alpha_{1,1}$	$^{\circ}$	11,0	14,0	17,5
λ_1	—	0,12	0,12	0,12
$(c_a/u)_1$	—	0,214	0,274	0,338
l_1	mm	21,0	31,0	46,0
D_1	mm	304,5	331,7	392,1
$(l/D)_1$	—	0,0690	0,0935	0,1173
$D_{p,1}$	mm	283,5	300,7	346,1

Tabulka 3.5: Výsledky předběžného návrhu jednotlivých kuželů – 2. část

Veličina	Jednotka	Kužel I	Kužel II	Kužel III
Poslední stupeň				
$\alpha_{1,n}$	°	13,5	17,0	19,0
λ_n	—	0,12	0,12	0,12
$(c_a/u)_n$	—	0,264	0,335	0,369
$D_{p,n}$	mm	283,5	300,7	346,1
$(l/D)_n$	—	0,1097	0,1619	0,1423
D_n	mm	318,5	358,8	403,6
l_n	mm	35,0	58,1	57,4
Počet stupňů				
u_s	$m \cdot s^{-1}$	163,10	180,77	208,32
Z	—	7	6	2
Ztráty a účinnost				
$D_{h,1}$	mm	325,5	362,7	438,1
k_1	mm	0,4	0,5	0,5
$\xi_{k,1}$	—	0,1500	0,1161	0,0783
$D_{h,n}$	mm	353,4	416,9	461,0
k_n	mm	0,5	0,5	0,7
$\xi_{k,n}$	—	0,1031	0,0620	0,0783
$\xi_{k,s}$	—	0,1265	0,0891	0,0783
$\xi_{v,1}$	—	0,0048	0,0087	0,0138
$\xi_{v,n}$	—	0,0120	0,0262	0,0203
$\xi_{v,s}$	—	0,0084	0,0175	0,0170
$(1 + f)$	—	1,0203	1,0218	1,0052
$\eta_{u,1}$	—	0,8884	0,8861	0,8830
$\eta_{u,n}$	—	0,8866	0,8832	0,8812
$\eta_{u,s}$	—	0,8875	0,8847	0,8821
η_i	—	0,7833	0,8077	0,8021
Výkon				
$c_{2,a,n}$	$m \cdot s^{-1}$	44,00	63,00	78,02
$c_{2,n}$	$m \cdot s^{-1}$	47,00	65,57	79,50
z_c	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,10	2,15	3,16
a_{iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	267,4	272,7	89,1
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	208,4	218,1	68,3
η_{tdi}	—	0,7792	0,7998	0,7667
P_i	kW	2 101,6	2 199,4	658,1

Na následujícím obrázku je zobrazena geometrie průtočného kanálu stupňové části vytvořená během předběžného návrhu. Horizontální osa je bezrozměrná. Do obrázku byl přidán i průtočný kanál regulačního stupně.



Obrázek 3.1: Geometrie průtočného kanálu stupňové části z předběžného návrhu

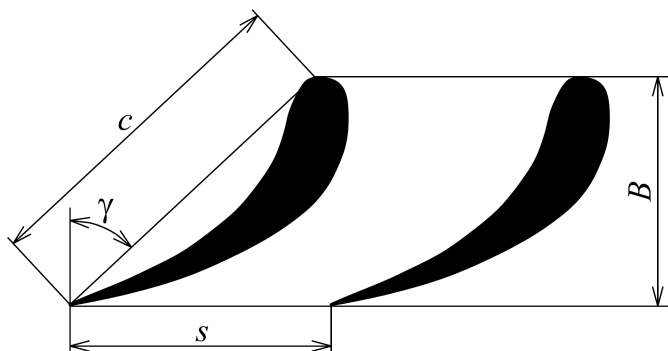
3.2 Detailní výpočet stupňové části

Při detailním výpočtu se již navrhuje každý stupeň turbíny samostatně, a to proti směru proudění páry od posledního stupně. Výpočet stupně začíná výstupem ze stupně a končí vstupem do stupně. Výchozím bodem je tedy stav páry na výstupu z posledního stupně a výpočet končí na vstupu do prvního stupně, kde se musí tlak a celková entalpie páry shodovat s výstupem z regulačního stupně. Sousední stupně jsou mezi sebou propojeny, viz podkapitola 3.2.3. Zároveň je celý detailní výpočet propojen s dalšími částmi výpočtu, jak bude popsáno v podkapitole 0.

Do detailního výpočtu vstupuje z předběžného návrhu počet stupňů jednotlivých kuželů, základní geometrie kuželů a stav na výstupu z posledního kuželu. Tyto hodnoty však mohou být při optimalizaci detailního výpočtu ještě měněny.

3.2.1 Volba profilů a výpočet geometrie

Před výpočtem samotných stupňů se musí zvolit profily lopatek, aby bylo možné dopočítat geometrii jednotlivých stupňů. Výběr profilů je zároveň závislý na pevnostní kontrole stupňové části, která v této fázi ještě není provedena. Profily tedy byly předběžně vybrány a po dokončení pevnostní kontroly případně změněny. V tabulce 3.6 jsou vypsány ty, které byly použity v konečném návrhu. Profily lopatek jsou voleny z tabulek v literatuře [3].

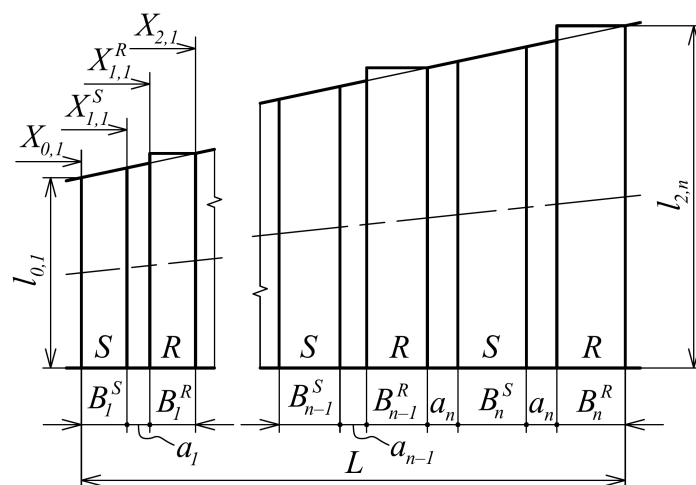


Obrázek 3.2: Rozměry charakterizující lopatkový profil

Tabulka 3.6: Zvolené profily lopatek pro jednotlivé stupně

Stupeň	Profil	c [mm]	B [mm]	$(s/c)_S$ [–]	$(s/c)_R$ [–]	γ [°]	W_{min} [cm ³]	S [cm ²]
1	PB 510	18,3	11,8	0,81	0,74	49,0	0,0304	0,5099
2	PB 510	18,3	11,8	0,81	0,75	49,0	0,0304	0,5099
3	PB 510	18,3	11,8	0,815	0,75	49,0	0,0304	0,5099
4	PB 510	18,3	11,8	0,80	0,75	49,0	0,0304	0,5099
5	PB 510	18,3	11,8	0,80	0,75	49,0	0,0304	0,5099
6	PB 510	18,3	11,8	0,79	0,74	49,0	0,0304	0,5099
7	PB 510	18,3	11,8	0,77	0,72	49,0	0,0304	0,5099
8	PB 510	18,3	11,8	0,75	0,70	49,0	0,0304	0,5099
9	PB 520	22,4	14,4	0,76	0,71	49,0	0,0543	0,7800
10	PB 520	22,4	14,4	0,77	0,71	49,0	0,0543	0,7800
11	PB 520	22,4	14,4	0,75	0,70	49,0	0,0543	0,7800
12	PB 520	22,4	15,7	0,76	0,71	44,5	0,0543	0,7800
13	PB 520	22,4	15,7	0,75	0,71	44,5	0,0543	0,7800
14	PB 520	22,4	15,7	0,76	0,70	44,5	0,0543	0,7800
15	PB 520	22,4	15,7	0,75	0,71	44,5	0,0543	0,7800

K výpočtu geometrie jednotlivých stupňů v kuželu bylo využito lineární interpolace. Do lineární interpolace vstupují hodnoty z předběžného výpočtu (délka první a poslední lopatky v kuželu, patní průměr lopatkování), které ale mohou být ještě upraveny. Dále je třeba určit axiální polohy jednotlivých řad lopatek, k čemuž jsou potřebné právě zvolené profily lopatek.



Obrázek 3.3: Geometrie kuželu

Axiální mezera před oběma řadami lopatek v každém stupni byla určena podle následujícího vztahu a následně zaokrouhlena na desetinu milimetru.

$$a_i = \frac{B_i}{3} + 0,35 \text{ [mm]} \quad (3.46)$$

kde i je číslo stupně v kuželu.

Axiální délka kuželu (od první k poslední lopatce):

$$L = 2 \cdot \sum_{j=1}^n (B_j + a_j) - a_1 \text{ [mm]} \quad (3.47)$$

kde n je počet stupňů v kuželu.

Axiální polohy řad lopatek pro jednotlivé stupně:

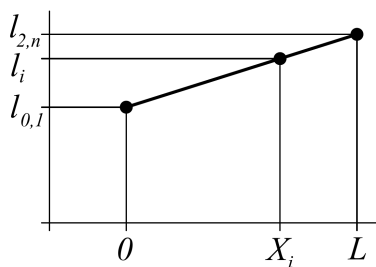
$$X_{0,i} = L - 2 \cdot \sum_{i=1}^n (B_i + a_i) + a_i \text{ [mm]} \quad (3.48)$$

$$X_{1,i}^S = L - \left(2 \cdot \sum_{i+1}^n (B_i + a_i) + B_i + a_i \right) \text{ [mm]} \quad (3.49)$$

$$X_{1,i} = L - \left(2 \cdot \sum_{i+1}^n (B_i + a_i) + B_i + \frac{a_i}{2} \right) \text{ [mm]} \quad (3.50)$$

$$X_{1,i}^R = L - \left(2 \cdot \sum_{i+1}^n (B_i + a_i) + B_i \right) \text{ [mm]} \quad (3.51)$$

$$X_{2,i} = L - 2 \cdot \sum_{i+1}^n (B_i + a_i) \text{ [mm]} \quad (3.52)$$



Obrázek 3.4: Lineární interpolace délek lopatek

Délka lopatky v dané axiální poloze:

$$l_i = l_{0,1} + \frac{X_i \cdot (l_{2,n} - l_{0,1})}{L} \text{ [mm]} \quad (3.53)$$

kde $l_{0,1}$ [mm] je délka první lopatky na vstupu do kuželu,

$l_{2,n}$ [mm] je délka poslední lopatky na výstupu z kuželu.

Výpočet délky lopatek platí pro všechny délky s výjimkou l_1^R . Ta je určena následovně:

$$l_1^R = l_2 \text{ [mm]} \quad (3.54)$$

Střední průměr v dané axiální poloze:

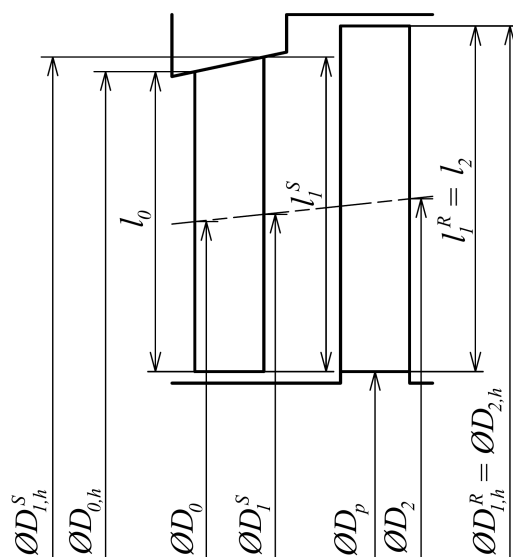
$$D_i = D_p + l_i \text{ [mm]} \quad (3.55)$$

kde D_p [mm] je patní průměr kuželu.

Hlavový průměr v dané axiální poloze:

$$D_{i,h} = D_p + 2 \cdot l_i \text{ [mm]} \quad (3.56)$$

Veškeré rozměry se zaokrouhlí na desetinu milimetru.



Obrázek 3.5: Geometrie stupně

3.2.2 Výpočet posledního stupně

Výpočet stupňů začíná posledním stupněm, proto bude postup ukázán právě na něm. Uvedené hodnoty ve výpočtu jsou již po optimalizaci a po propojení detailního výpočtu s ostatními částmi výpočtu.

Hmotnostní průtok páry stupněm a otáčky:

$$\dot{M} = 9,663 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.57)$$

$$n = 10\,000 \text{ min}^{-1} \quad (3.58)$$

- Geometrie

Geometrie stupně je vypočtena podle předcházející podkapitoly. Výsledky jsou shrnuty v tabulce.

Tabulka 3.7: Geometrie posledního stupně, vše v [mm]

D_p	X_0	X_1^S	X_1	X_1^R	X_2	l_0	l_1^S	l_1	l_1^R	l_2
330	42,6	58,3	61,1	63,9	79,6	52,4	54,8	55,2	58,0	58,0
L	D_0	D_1^S	D_1	D_1^R	D_2	$D_{0,h}$	$D_{1,h}^S$	$D_{1,h}$	$D_{1,h}^R$	$D_{2,h}$
79,6	382,4	384,8	385,2	388,0	388,0	434,8	439,6	440,4	446,0	446,0

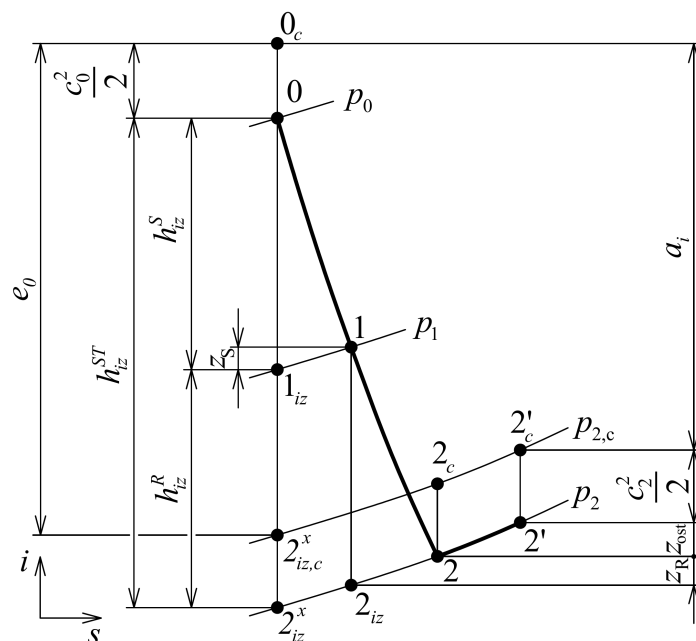
- Parametry páry na výstupu ze stupně

Tlak páry na výstupu je známý z výpočtu tepelného schématu. Hodnota entalpie byla původně vložena z předběžného výpočtu. Současná hodnota byla nalezena tak, aby se rovnala celková entalpie na výstupu z regulačního stupně a na vstupu do stupňové části. Ostatní veličiny jsou určeny jako funkce tlaku a entalpie.

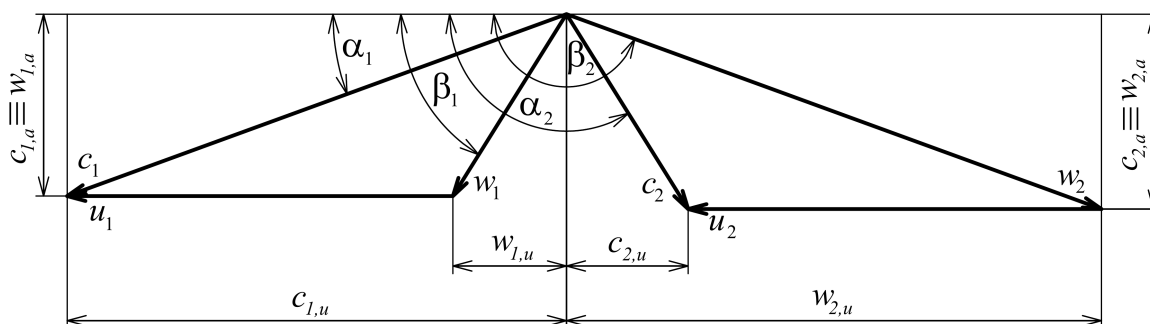
Tabulka 3.8: Parametry páry na výstupu z posledního stupně

p_2 [bar]	$i_{2'}$ [kJ · kg ⁻¹]	$s_{2'}$ [kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	$t_{2'}$ [°C]	$v_{2'}$ [m ³ · kg ⁻¹]	$x_{2'}$ [—]
3,232	2 744,0	7,0048	143,08	0,5762	1,007

Výpočet stupně probíhá na jeho středním průměru. Vychází z průběhu expanze v i - s diagramu a z rychlostních trojúhelníků na následujících dvou obrázcích.



Obrázek 3.6: Průběhu expanze ve stupni v i-s diagramu



Obrázek 3.7: Rychlostní trojúhelníky stupně

- Výstupní rychlostní trojúhelník

Axiální průtočná plocha na výstupu z rotoru:

$$S_{a_2} = \pi \cdot D_2 \cdot l_2 = \pi \cdot 0,3880 \cdot 0,0580 = 0,07070 \text{ m}^2 \quad (3.59)$$

Obvodová rychlost na výstupu z rotoru:

$$u_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n = \pi \cdot 0,3880 \cdot \frac{10\,000}{60} = 203,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.60)$$

Axiální složka absolutní a relativní rychlosti na výstupu z rotoru:

$$c_{2,a} = w_{2,a} = \frac{\dot{M} \cdot v_{2'}}{S_{a,2}} = \frac{9,663 \cdot 0,5762}{0,07070} = 78,76 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.61)$$

Volba úhlu relativní rychlosti na výstupu z rotoru:

$$\beta_2 = 161,3^\circ \quad (3.62)$$

Volba úhlu β_2 je podstatná pro optimalizaci stupně.

Relativní rychlost na výstupu z rotoru:

$$w_2 = \frac{w_{2,a}}{\cos(\beta_2 - 90^\circ)} = \frac{78,76}{\cos(161,3^\circ - 90^\circ)} = 245,65 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.63)$$

Absolutní rychlost na výstupu z rotoru:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u_2 \cdot \cos(180^\circ - \beta_2)} \quad (3.64)$$

$$c_2 = \sqrt{245,65^2 + 203,16^2 - 2 \cdot 245,65 \cdot 203,16 \cdot \cos(180^\circ - 161,3^\circ)}$$

$$c_2 = 84,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z rotoru:

$$\alpha_2 = 90^\circ + \arccos\left(\frac{c_{2,a}}{c_2}\right) = 90^\circ + \arccos\left(\frac{78,76}{84,11}\right) = 110,55^\circ \quad (3.65)$$

Obvodová složka relativní a absolutní rychlosti na výstupu z rotoru:

$$w_{2,u} = -w_2 \cdot \sin(\beta_2 - 90^\circ) \quad (3.66)$$

$$w_{2,u} = -245,65 \cdot \sin(161,3^\circ - 90^\circ) = -232,68 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$c_{2,u} = w_{2,u} + u_2 = -232,68 + 203,16 = -29,53 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.67)$$

Záporné hodnoty obvodových složek rychlostí značí, že mají opačný směr než obvodová rychlost.

- Energetický výpočet rotoru

Celková entalpie na výstupu z rotoru:

$$i_{2',c} = i_{2'} + \frac{c_2^2}{2} = 2\,744,0 + \frac{84,11^2}{2\,000} = 2\,747,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.68)$$

Pro výpočet profilových ztrát jsou stejně jako u regulačního stupně použity rychlostní součinitele, které jsou uvedeny v literatuře [4].

Rychlostní součinitel pro rotor v závislosti na ohnutí proudu:

$$\psi = 0,98806 - 0,000556697 \cdot \exp(0,0347117 \cdot \Delta\beta) \quad (3.69)$$

$$\psi = 0,98806 - 0,000556697 \cdot \exp(0,0347117 \cdot 93,85) = 0,9736$$

kde $\Delta\beta [^\circ]$ je velikost ohnutí proudu, $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$, viz (3.92).

Jelikož v této části výpočtu není velikost ohnutí proudu známa, musel být rychlostní součinitel nejprve odhadnut. Po výpočtu velikosti ohnutí proudu je již rychlostní součinitel přepočten podle uvedeného vztahu.

Izoentropická relativní rychlost na výstupu z rotoru:

$$w_{2,iz} = \frac{w_2}{\psi} = \frac{245,65}{0,9736} = 252,31 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.70)$$

Izoentropický spád na rotor:

$$h_{iz}^R = \frac{w_{2,iz}^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = \frac{252,31^2}{2\,000} - \frac{79,79^2}{2\,000} = 28,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.71)$$

kde $w_1 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ je relativní rychlost na výstupu ze statoru, nejprve odhadnuta, poté spočítána podle vztahu (3.87).

Profilové ztráty v rotoru:

$$z_R = \frac{w_{2,iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{252,31^2}{2\,000} \cdot (1 - 0,9736^2) = 1,66 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.72)$$

Entalpie na výstupu z rotoru při odečtení ostatních ztrát ve stupni:

$$i_2 = i_2' - z_{ost} = 2\,744,0 - 3,86 = 2\,740,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.73)$$

kde $z_{ost} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$ jsou ostatní ztráty ve stupni,
nejprve odhadnuty, poté spočítány podle vztahu (3.124).

Entalpie a entropie na výstupu z rotoru při izoentropické expanzi v rotoru:

$$i_{2,iz} = i_2 - z_R = 2\,740,2 - 1,66 = 2\,738,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.74)$$

$$s_{2,iz} = f(p_2; i_{2,iz}) = 6,9915 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.75)$$

Entalpie a entropie na výstupu ze satoru:

$$i_1 = i_{2,iz} + h_{iz}^R = 2\,738,5 + 28,6 = 2\,767,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.76)$$

$$s_1 = s_{2,iz} = 6,9915 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.77)$$

Ostatní stavové veličiny na výstupu ze satoru:

$$p_1 = f(i_1; s_1) = 3,763 \text{ bar} \quad (3.78)$$

$$t_1 = f(i_1; s_1) = 155,55 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.79)$$

$$v_1 = f(i_1; s_1) = 0,5094 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.80)$$

$$x_1 = f(i_1; s_1) = 1,015 \quad (3.81)$$

- Vstupní rychlostní trojúhelník

Axiální průtočná plocha na výstupu ze satoru:

$$S_{a,1} = \pi \cdot D_1 \cdot l_1 = \pi \cdot 0,3852 \cdot 0,0552 = 0,06680 \text{ m}^2 \quad (3.82)$$

Obvodová rychlost na výstupu ze satoru:

$$u_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n = \pi \cdot 0,3852 \cdot \frac{10\,000}{60} = 201,69 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.83)$$

Axiální složka absolutní a relativní rychlosti na výstupu ze satoru:

$$c_{1,a} = w_{1,a} = \frac{\dot{M} \cdot v_1}{S_{a,1}} = \frac{9,663 \cdot 0,5094}{0,06680} = 73,69 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.84)$$

Volba úhlu absolutní rychlosti na výstupu ze satoru:

$$\alpha_1 = 17,6^\circ \quad (3.85)$$

Stejně jako volba úhlu β_2 , je volba úhlu α_1 podstatná pro optimalizaci stupně.

Absolutní rychlost na výstupu ze satoru:

$$c_1 = \frac{c_{1,a}}{\sin \alpha_1} = \frac{73,69}{\sin 17,6^\circ} = 243,70 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.86)$$

Relativní rychlost na výstupu ze satoru:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1} \quad (3.87)$$

$$w_1 = \sqrt{243,70^2 + 201,69^2 - 2 \cdot 243,70 \cdot 201,69 \cdot \cos 17,6^\circ} = 79,79 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu ze satoru:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{w_{1,a}}{w_1}\right) = \arcsin\left(\frac{73,69}{79,79}\right) = 67,45^\circ \quad (3.88)$$

Obvodová složka absolutní a relativní rychlosti na výstupu ze statoru:

$$c_{1,u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 243,70 \cdot \cos 17,6^\circ = 232,29 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.89)$$

$$w_{1,u} = c_{1,u} - u_1 = 232,29 - 201,69 = 30,60 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.90)$$

Velikosti ohnutí proudu:

$$\Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_1 = 110,55 - 17,6 = 92,95^\circ \quad (3.91)$$

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = 161,3 - 67,45 = 93,85^\circ \quad (3.92)$$

- Energetický výpočet statoru

Rychlostní součinitel pro stator v závislosti na ohnutí proudu je vypočten podle vztahu (3.69), akorát je funkcí $\Delta\alpha$ místo $\Delta\beta$.

$$\varphi = f(\Delta\alpha) = 0,9740 \quad (3.93)$$

Izoentropická absolutní rychlost na výstupu ze statoru:

$$c_{1,iz} = \frac{c_1}{\varphi} = \frac{243,70}{0,9740} = 250,19 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.94)$$

Izoentropický spád na stator:

$$h_{iz}^s = \frac{c_{1,iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = \frac{250,19^2}{2 \cdot 1000} - \frac{75,65^2}{2 \cdot 1000} = 28,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.95)$$

kde $c_0 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ je absolutní rychlost na vstupu do statoru, nejprve odhad, poté upravena podle postupu v podkapitole 3.2.3.

Profilové ztráty ve statoru:

$$z_s = \frac{c_{1,iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{250,19^2}{2 \cdot 1000} \cdot (1 - 0,9740^2) = 1,60 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.96)$$

Entalpie a entropie při izoentropické expanzi ve statoru:

$$i_{1,iz} = i_1 - z_s = 2767,2 - 1,60 = 2765,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.97)$$

$$s_{1,iz} = f(p_1; i_{1,iz}) = 6,9878 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.98)$$

Entalpie a entropie na vstupu do statoru:

$$i_0 = i_{1,iz} + h_{iz}^s = 2765,6 + 28,4 = 2794,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.99)$$

$$s_0 = s_{1,iz} = 6,9878 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.100)$$

Ostatní stavové veličiny na vstupu do statoru:

$$i_{0,c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} = 2794,0 + \frac{75,65^2}{2 \cdot 1000} = 2796,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.101)$$

$$p_0 = f(i_0; s_0) = 4,355 \text{ bar} \quad (3.102)$$

$$t_0 = f(i_0; s_0) = 169,69^\circ\text{C} \quad (3.103)$$

$$v_0 = f(i_0; s_0) = 0,4547 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.104)$$

$$x_0 = f(i_0; s_0) = 1,025 \quad (3.105)$$

- Ztráty a účinnost stupně

Izoentropický spád na stupeň:

$$h_{iz}^{ST} = h_{iz}^s + h_{iz}^R = 28,4 + 28,6 = 57,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.106)$$

Pro výpočet některých ztrát je třeba určit střední délku statorové lopatky:

$$l^S = \frac{l_0 + l_1^S}{2} = \frac{52,4 + 54,8}{2} = 53,6 \text{ mm} \quad (3.107)$$

a) Ztráta radiální mezerou

Všechny stupně jsou navrženy s bandáží, čímž dochází ke zmenšení ztráty radiální mezerou. V dnešní době se bez bandáže navrhuje pouze nakrucované lopatky posledních stupňů kondenzačních turbín, což se netýká této turbíny. Výpočet poměrné ztráty je proveden metodou podle Traupela uvedené v literatuře [5].

Radiální vůle statoru:

$$\delta_r^S = \frac{D_{1,h}^S}{1\,000} + x^S = \frac{439,6}{1\,000} + 0,1 = 0,5 \text{ mm} \quad (3.108)$$

kde x [mm] je výrobní tolerance podle tabulky 3.3.

Ekvivalentní vůle statoru:

$$\delta_{ekv}^S = \delta_r^S \cdot Z_{b,S}^{-0,5} = 0,5 \cdot 3^{-0,5} = 0,289 \text{ mm} \quad (3.109)$$

kde $Z_{b,S}$ [–] je počet břitů bandáže statoru, zvoleny 3.

Poměrná ztráta radiální mezerou statoru:

$$\xi_k^S = k_r \cdot \frac{\delta_{ekv}^S}{l^S \cdot \sin \alpha_1} = 1,4 \cdot \frac{0,289}{53,6 \cdot \sin 17,6^\circ} = 0,0249 \quad (3.110)$$

kde k_r [–] je součinitel v rozmezí 1,06 až 1,41, zvoleno 1,4.

Radiální vůle rotoru:

$$\delta_r^R = \frac{D_{2,h}}{1\,000} + x^R = \frac{446,0}{1\,000} + 0,1 = 0,5 \text{ mm} \quad (3.111)$$

Ekvivalentní vůle rotoru:

$$\delta_{ekv}^R = \delta_r^R \cdot Z_{b,R}^{-0,5} = 0,5 \cdot 3^{-0,5} = 0,289 \text{ mm} \quad (3.112)$$

kde $Z_{b,R}$ [–] je počet břitů bandáže rotoru, zvoleny 3.

Poměrná ztráta radiální mezerou rotoru:

$$\xi_k^R = k_r \cdot \frac{\delta_{ekv}^R}{l_2 \cdot \sin(180^\circ - \beta_2)} = 1,4 \cdot \frac{0,289}{58,0 \cdot \sin(180^\circ - 161,3^\circ)} = 0,0217 \quad (3.113)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou stupně:

$$\xi_k^{ST} = \frac{\xi_k^S + \xi_k^R}{2} = \frac{0,0249 + 0,0217}{2} = 0,0233 \quad (3.114)$$

b) Ztráta sekundárním prouděním

Ztráta sekundárním prouděním je spočítána podle metody od Dunhama a Camea uvedené v literatuře [5]. Vztahy jsou upraveny s ohledem na to, že v této práci jsou úhly rychlostí v rychlostních trojúhelnících kótovány jiným způsobem než ve zdroji. Při výpočtu bylo zavedeno zjednodušení v podobě zanedbání rozdílu úhlu proudu a úhlu profilu na vstupu do mříže. Úhel náběhu je tedy brán jako nulový.

Úhel aerodynamické střední rychlosti statoru:

$$\alpha_{\infty} = \operatorname{arctg} \left(\frac{-\cotg \alpha_2 + \cotg \alpha_1}{2} \right) \quad (3.115)$$

$$\alpha_{\infty} = \operatorname{arctg} \left(\frac{-\cotg 110,55^{\circ} + \cotg 17,6^{\circ}}{2} \right) = 60,45^{\circ}$$

Aerodynamické zatížení statoru:

$$z^S = 4 \cdot (-\cotg \alpha_2 - \cotg \alpha_1)^2 \cdot \frac{\sin^2 \alpha_1}{\cos \alpha_{\infty}} \quad (3.116)$$

$$z^S = 4 \cdot (-\cotg 110,55^{\circ} - \cotg 17,6^{\circ})^2 \cdot \frac{\sin^2 17,6^{\circ}}{\cos 60,45^{\circ}} = 5,720$$

Poměrná ztráta sekundárním prouděním pro stator:

$$\xi_s^S = 0,0334 \cdot \frac{c}{l^S} \cdot \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2} \cdot z^S \quad (3.117)$$

$$\xi_s^S = 0,0334 \cdot \frac{22,4}{53,6} \cdot \frac{\sin 17,6^{\circ}}{\sin 110,55^{\circ}} \cdot 5,720 = 0,0258$$

Úhel aerodynamické střední rychlosti rotoru:

$$\beta_{\infty} = \operatorname{arctg} \left(\frac{\cotg \beta_1 - \cotg \beta_2}{2} \right) \quad (3.118)$$

$$\beta_{\infty} = \operatorname{arctg} \left(\frac{\cotg 67,45^{\circ} - \cotg 161,3^{\circ}}{2} \right) = 59,31^{\circ}$$

Aerodynamické zatížení rotoru:

$$z^R = 4 \cdot (\cotg \beta_1 + \cotg \beta_2)^2 \cdot \frac{\sin^2 \beta_2}{\cos \beta_{\infty}} \quad (3.119)$$

$$z^R = 4 \cdot (\cotg 67,45^{\circ} + \cotg 161,3^{\circ})^2 \cdot \frac{\sin^2 161,3^{\circ}}{\cos 59,31^{\circ}} = 5,194$$

Poměrná ztráta sekundárním prouděním pro rotor:

$$\xi_s^R = 0,0334 \cdot \frac{c}{l_2} \cdot \frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1} \cdot z^R \quad (3.120)$$

$$\xi_s^R = 0,0334 \cdot \frac{22,4}{58,0} \cdot \frac{\sin 161,3^{\circ}}{\sin 67,45^{\circ}} \cdot 5,194 = 0,0233$$

Poměrná ztráta sekundárním prouděním pro stupeň:

$$\xi_s^{ST} = \frac{\xi_s^S + \xi_s^R}{2} = \frac{0,0258 + 0,0233}{2} = 0,0245 \quad (3.121)$$

c) Ztráta rozčepýřením

Poměrná ztráta rozčepýřením pro stupeň:

$$\xi_v = \left(\frac{l_1}{D_1} \right)^2 = \left(\frac{55,2}{385,2} \right)^2 = 0,0205 \quad (3.122)$$

d) Ztráta vlhkostí páry

Jelikož ze stupně vystupuje přehřátá pára ($x_{2'} > 1$), tak ve stupni nedochází ke ztrátě vlhkostí páry. K této ztrátě nedochází ani na žádném jiném stupni v turbíně.

- Termodynamická účinnost stupně

Energie přivedená do stupně:

$$e_0 = h_{iz}^{ST} + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} = 57,1 + \frac{75,65^2}{2 \cdot 1000} - \frac{84,11^2}{2 \cdot 1000} = 56,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.123)$$

Ve stupních turbíny řazených těsně za sebou dochází k využití energie výstupní rychlosti jako přítokové energie na vstupu do následujícího stupně. Proto je ve vztahu energie výstupní rychlosti odečtena. V případě posledního stupně už tato energie není využita v dalším stupni, ale přesto byl použit stejný vztah, aby bylo možné porovnávat účinnosti všech stupňů. V rámci výpočtu účinnosti celé stupňové části a celé turbíny bude ztráta výstupní rychlostí zohledněna.

Ostatní ztráty ve stupni:

$$z_{ost} = e_0 \cdot (\xi_k^{ST} + \xi_s^{ST} + \xi_v) \quad (3.124)$$

$$z_{ost} = 56,4 \cdot (0,0292 + 0,0245 + 0,0205) = 3,86 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Vnitřní práce stupně:

$$a_i = h_{iz}^{ST} + \frac{c_0^2}{2} - z_s - z_R - \frac{c_2^2}{2} - z_{ost} \quad (3.125)$$

$$a_i = 57,1 + \frac{75,65^2}{2 \cdot 1000} - 1,60 - 1,66 - \frac{84,11^2}{2 \cdot 1000} - 3,86 = 49,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Vnitřní termodynamická účinnost stupně:

$$\eta_{tdi} = \frac{a_i}{e_0} = \frac{49,3}{56,4} = 0,8738 \quad (3.126)$$

- Další charakteristiky stupně

Mezi další charakteristiky stupně patří tlakové číslo, stupeň reakce a Machovo číslo na výstupu z lopatkové řady.

a) Tlakové číslo

Tlakové číslo udává, jak je stupeň zatížený. Přetlakové stupně dosahují nejvyšší účinnosti při hodnotě tlakového čísla 2,5 až 3,0. Při snižujícím se tlakovém čísle stupeň zpracuje menší izoentropický spád, ale zároveň má vyšší účinnost. Snahou při návrhu bylo docílit tlakových čísel lehce pod hodnotou 2,8.

Tlakové číslo stupně:

$$\psi^{ST} = \frac{h_{iz}^{ST}}{\frac{1}{2} \cdot u_2^2} = \frac{57,1 \cdot 10^3}{\frac{1}{2} \cdot 203,16^2} = 2,766 \quad (3.127)$$

Průběh tlakových čísel jednotlivých stupňů je na obrázku 3.12 v podkapitole 3.2.4.

b) Stupeň reakce

Stupeň reakce představuje poměr izoentropického spádu zpracovaného v rotoru ku izoentropickému spádu zpracovanému v celém stupni. Jelikož se jedná o reakční stupně se symetrickými profily, tak bylo při návrhu snahou držet stupeň reakce u všech stupňů na hodnotě kolem 0,5.

Stupeň reakce:

$$\rho = \frac{h_{iz}^R}{h_{iz}^{ST}} = \frac{28,6}{57,1} = 0,502 \quad (3.128)$$

Průběh stupňů reakce jednotlivých stupňů je na obrázku 3.13 v podkapitole 3.2.4.

c) Machovo číslo na výstupu z lopatkové řady

Machovo číslo je poměrem rychlosti proudění ku rychlosti šíření zvuku v tekutině při daných podmínkách. Vzhledem k volbě podzvukových profilů lopatek by mělo být Machovo číslo na výstupu z každé řady menší než jedna. Pokud je Machovo číslo větší nebo rovno jedné, tak navíc dochází ke vzniku dalších ztrát ve stupni.

Ke stanovení Machova čísla je nejprve nutné určit rychlost zvuku pro stav páry na výstupu z řady. K tomu lze využít funkci X Steamu zadáním stavu páry, a to například pomocí tlaku a entalpie.

Rychlost zvuku na výstupu ze statorové a rotorové řady lopatek:

$$a_{zv,1} = f(p_1; i_1) = 500,66 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.129)$$

$$a_{zv,2'} = f(p_2; i_{2'}) = 493,56 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.130)$$

Machovo číslo na výstupu ze statorové a rotorové řady lopatek:

$$Ma_1 = \frac{c_1}{a_{zv,1}} = \frac{243,70}{500,66} = 0,487 \quad (3.131)$$

$$Ma_{2'} = \frac{w_2}{a_{zv,2'}} = \frac{245,65}{493,56} = 0,498 \quad (3.132)$$

Jelikož se jedná o protitlakovou turbínu, tak se Machovo číslo na právě spočítaném posledním stupni blíží pouze hodnotě 0,5. Velikost Machova čísla může být problematická na posledních stupních kondenzačních turbín, kde výrazně narůstá měrný objem páry.

- Rozteč lopatek a počet lopatek

Výpočet rozteče lopatek a počtu lopatek vychází ze zvolených profilů v podkapitole 3.2.1 a z vypočtené geometrie stupně.

a) Statorové lopatky

Rozteč statorových lopatek a jejich počet:

$$s_S = c \cdot \left(\frac{S}{c}\right)_S = 22,4 \cdot 0,75 = 16,80 \text{ mm} \quad (3.133)$$

$$Z_S = \frac{\pi \cdot D_1^S}{s_S} = \frac{\pi \cdot 384,8}{16,80} = 71,96 \Rightarrow 72 \quad (3.134)$$

Zaokrouhlením počtu lopatek na celé číslo se změní rozteč a poměrná rozteč.

Přepočtení rozteče a poměrné rozteče po zaokrouhlení počtu statorových lopatek:

$$s_{S,real} = \frac{\pi \cdot D_1^S}{Z_S} = \frac{\pi \cdot 384,8}{72} = 16,79 \text{ mm} \quad (3.135)$$

$$\left(\frac{S}{c}\right)_{S,real} = \frac{s_{S,real}}{c} = \frac{16,79}{22,4} = 0,750 \quad (3.136)$$

b) Rotorové lopatky

Rozteč rotorových lopatek a jejich počet:

$$s_R = c \cdot \left(\frac{S}{c}\right)_R = 22,4 \cdot 0,71 = 15,90 \text{ mm} \quad (3.137)$$

$$Z_R = \frac{\pi \cdot D_2}{s_R} = \frac{\pi \cdot 388,0}{15,90} = 76,64 \Rightarrow 77 \quad (3.138)$$

Přepočet rozteče a poměrné rozteče po zaokrouhlení počtu rotorových lopatek:

$$s_{R,real} = \frac{\pi \cdot D_2}{Z_R} = \frac{\pi \cdot 388,0}{77} = 15,83 \text{ mm} \quad (3.139)$$

$$\left(\frac{s}{c}\right)_{R,real} = \frac{s_{R,real}}{c} = \frac{15,83}{22,4} = 0,707 \quad (3.140)$$

Rozdíl počtu lopatek statoru a rotoru:

$$Z_R - Z_S = 77 - 72 = 5 \quad (3.141)$$

Rozdíl počtu lopatek by měl být podle vedoucího práce minimálně 4 kusy. Podle toho byly také voleny poměrné rozteče jednotlivých řad.

Tímto byl dokončen výpočet posledního stupně stupňové části turbíny. Postup výpočtu ostatních stupňů bude stejný, takže pro ně samostatně postup uveden nebude. V následující podkapitole však bude ukázáno, jak je výpočet propojen mezi sousedními stupni. Výsledky výpočtu všech stupňů jsou pak vypsány v tabulkách a shrnuty v grafech v podkapitole 3.2.4.

3.2.3 Propojení detailního výpočtu sousedních stupňů

Výpočet každého stupně je propojen s výpočtem sousedních stupňů. Celková entalpie a entropie na výstupu ze stupně se rovná celkové entalpii a entropii na vstupu do stupně následujícího. Absolutní rychlost na vstupu do stupně je rovna korigované absolutní rychlosti na výstupu z předchozího stupně.

Celková entalpie a entropie na výstupu ze stupně:

$$i_{2',c} = (i_{0,c})_{následující\ st} [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (3.142)$$

$$s_{2'} = (s_0)_{následující\ st} [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (3.143)$$

Potom statická entalpie na výstupu ze stupně:

$$i_{2'} = i_{2',c} - \frac{c_2^2}{2} [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (3.144)$$

Ostatní stavové veličiny na výstupu ze stupně:

$$p_2 = f(i_{2'}, s_{2'}) [bar] \quad (3.145)$$

$$t_{2'} = f(i_{2'}, s_{2'}) [^{\circ}C] \quad (3.146)$$

$$v_{2'} = f(i_{2'}, s_{2'}) [m^3 \cdot kg^{-1}] \quad (3.147)$$

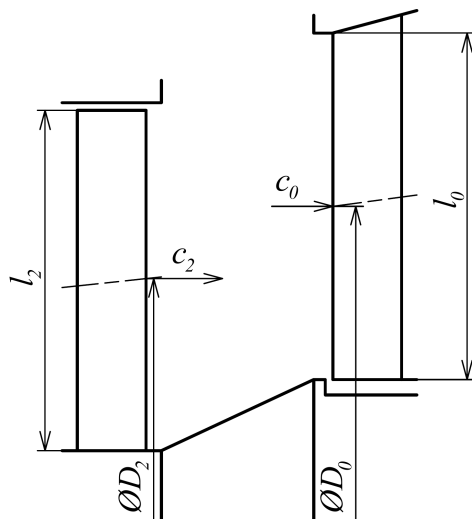
$$x_{2'} = f(i_{2'}, s_{2'}) [-] \quad (3.148)$$

Po tomto propojení je známý stav páry na výstupu ze stupně a výpočet pokračuje stejně, jak bylo popsáno pro poslední stupeň v podkapitole 3.2.2.

- Absolutní rychlost na vstupu do stupně

Do stupně vstupuje pára o absolutní rychlosti páry vycházející z předcházejícího stupně, která je ještě korigována s ohledem na postupné rozšiřování průtočného kanálu. To se projevuje nejvíce při přechodu mezi kužely, kde je změna průtočného průřezu největší. Korekce vychází z rovnosti hmotnostních průtoků páry v obou stupních.

Dolní index 0 bude značit vstup do počítaného stupně a dolní index 2 bude značit výstup z předcházejícího stupně.



Obrázek 3.8: Změna rychlosti při přechodu mezi kužely

Absolutní rychlost na vstupu do stupně bez změny hmotnostního průtoku páry mezi stupni:

$$\dot{M}_0 = \dot{M}_2 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.149)$$

$$c_0 = c_2 \cdot \frac{v_0}{v_2} \cdot \frac{D_2 \cdot l_2}{D_0 \cdot l_0} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.150)$$

Odlíšný výpočet je v případě, kdy dochází ke změně hmotnostního průtoku páry. To způsobuje neregulovaný odběr páry nebo zavedení páry z vyrovnávacího pístu.

Absolutní rychlost na vstupu do stupně při odběru páry mezi stupni:

$$\dot{M}_0 = \dot{M}_2 - \dot{M}_{odb} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.151)$$

$$c_0 = c_2 \cdot \frac{v_0}{v_2} \cdot \frac{D_2 \cdot l_2}{D_0 \cdot l_0} - \dot{M}_{odb} \cdot \frac{v_0}{\pi \cdot D_0 \cdot l_0} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.152)$$

kde $\dot{M}_{odb} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}]$ je hmotnostní průtok páry odběrem.

Absolutní rychlost na vstupu do stupně při zavedení páry z vyrovnávacího pístu mezi stupně:

$$\dot{M}_0 = \dot{M}_2 + (\dot{M}_{VP} - \dot{M}_{A1}) \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.153)$$

$$c_0 = c_2 \cdot \frac{v_0}{v_2} \cdot \frac{D_2 \cdot l_2}{D_0 \cdot l_0} + (\dot{M}_{VP} - \dot{M}_{A1}) \cdot \frac{v_0}{\pi \cdot D_0 \cdot l_0} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.154)$$

kde $\dot{M}_{VP} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}]$ je hmotnostní průtok páry vyrovnávacím pístem,

$\dot{M}_{A1} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}]$ je hmotnostní průtok páry ucpávkou A1.

Návrh a výpočet vyrovnávacího pístu proběhne v podkapitole 4.1.

Jiný výpočet je také v případě prvního stupně ve stupňové části, kam vstupuje pára z regulačního stupně. V tomto případě se ve vztahu musí zohlednit parciální ostřík v regulačním stupni a také to, že část páry z regulačního stupně odchází do vyrovnávacího pístu.

Absolutní rychlost na vstupu do prvního stupně ve stupňové části:

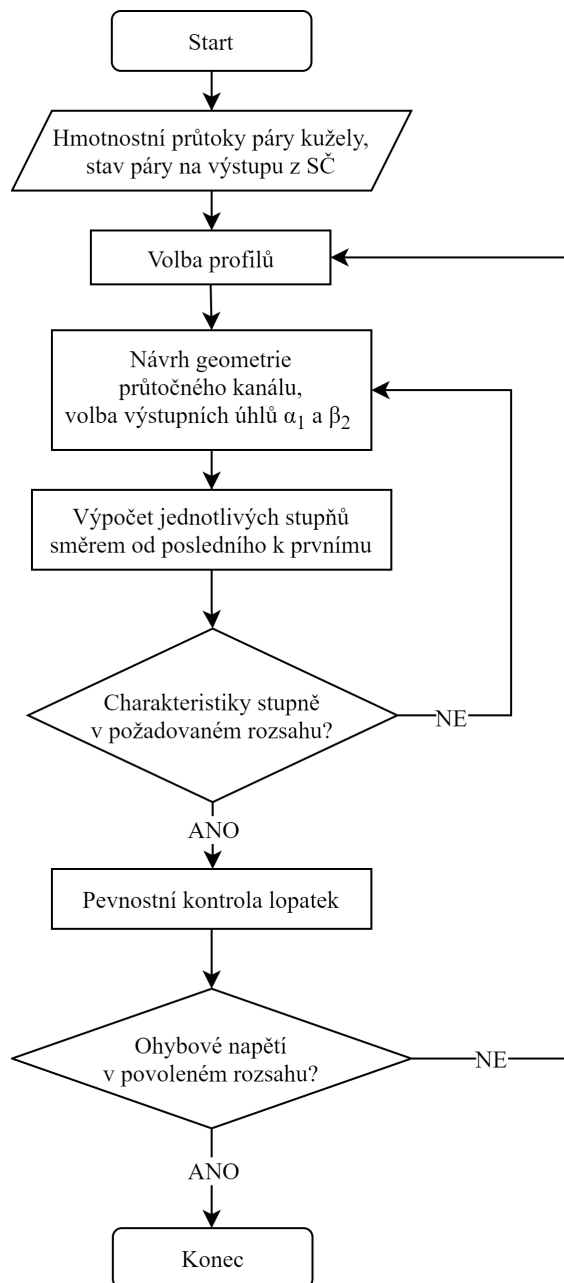
$$\dot{M}_0 = \dot{M}_2 - \dot{M}_{VP} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.155)$$

$$c_0 = \varepsilon_{real} \cdot c_2 \cdot \frac{v_0}{v_2} \cdot \frac{D_2 \cdot l_2}{D_0 \cdot l_0} - \dot{M}_{VP} \cdot \frac{v_0}{\pi \cdot D_0 \cdot l_0} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.156)$$

kde $\varepsilon_{real} [-]$ je parciální ostřík v regulačním stupni.

3.2.4 Výsledky detailního výpočtu jednotlivých stupňů

V této podkapitole jsou vypsány výsledky detailního výpočtu jednotlivých stupňů, ale nejprve je na vývojovém diagramu shrnuto, jak bylo při detailním výpočtu postupováno. Jedním z kroků v diagramu je pevnostní kontrola. Její postup bude popsán v podkapitole 3.3.



Obrázek 3.9: Vývojový diagram detailního výpočtu stupňové části

Tabulka 3.9: Hmotnostní průtok páry a geometrie stupně (kužel I)

Veličina	Jednotka	1	2	3	4	5	6	7
\dot{M}	$kg \cdot s^{-1}$	9,846	9,846	9,846	9,846	9,846	9,846	9,846
D_p	mm	280	280	280	280	280	280	280
L	mm	221,1	221,1	221,1	221,1	221,1	221,1	221,1
X_0	mm	0,0	32,2	64,4	96,6	128,8	161,0	193,2
X_1^S	mm	11,8	44,0	76,2	108,4	140,6	172,8	205,0
X_1	mm	14,0	46,1	78,3	110,6	142,8	175,0	207,2
X_1^R	mm	16,1	48,3	80,5	112,7	144,9	177,1	209,3

Veličina	Jednotka	1	2	3	4	5	6	7
X_2	mm	27,9	60,1	92,3	124,5	156,7	188,9	221,1
l_0	mm	20,5	22,5	24,4	26,4	28,4	30,3	32,3
l_1^S	mm	21,2	23,2	25,2	27,1	29,1	31,1	33,0
l_1	mm	21,4	23,3	25,3	27,3	29,2	31,2	33,1
l_1^R	mm	22,2	24,2	26,1	28,1	30,1	32,0	34,0
l_2	mm	22,2	24,2	26,1	28,1	30,1	32,0	34,0
D_0	mm	300,5	302,5	304,4	306,4	308,4	310,3	312,3
D_1^S	mm	301,2	303,2	305,2	307,1	309,1	311,1	313,0
D_1	mm	301,4	303,3	305,3	307,3	309,2	311,2	313,1
D_1^R	mm	302,2	304,2	306,1	308,1	310,1	312,0	314,0
D_2	mm	302,2	304,2	306,1	308,1	310,1	312,0	314,0
$D_{0,h}$	mm	321,0	324,9	328,9	332,8	336,7	340,7	344,6
$D_{1,h}^S$	mm	322,4	326,4	330,3	334,2	338,2	342,1	346,0
$D_{1,h}$	mm	322,7	326,6	330,6	334,5	338,4	342,4	346,3
$D_{1,h}^R$	mm	324,4	328,3	332,3	336,2	340,1	344,1	348,0
$D_{2,h}$	mm	324,4	328,3	332,3	336,2	340,1	344,1	348,0

Tabulka 3.10: Parametry páry na výstupu ze stupně (kužel I)

Veličina	Jednotka	1	2	3	4	5	6	7
$i_{2',c}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3 243,1	3 215,2	3 186,7	3 157,5	3 127,5	3 096,9	3 071,6
$s_{2'}$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8150	6,8261	6,8371	6,8480	6,8587	6,8693	6,8798
$i_{2'}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3 242,2	3 214,4	3 185,8	3 156,5	3 126,5	3 095,9	3 064,6
p_2	bar	39,742	35,281	31,197	27,450	24,046	20,965	18,189
$v_{2'}$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,0755	0,0833	0,0922	0,1024	0,1141	0,1276	0,1432
$t_{2'}$	$^{\circ}C$	411,63	396,48	380,99	365,10	348,89	332,36	315,52
$x_{2'}$	—	1,257	1,235	1,214	1,195	1,176	1,158	1,141

Tabulka 3.11: Výstupní rychlostní trojúhelník (kužel I)

Veličina	Jednotka	1	2	3	4	5	6	7
$S_{a,2}$	m^2	0,0211	0,0231	0,0251	0,0272	0,0293	0,0314	0,0335
u_2	$m \cdot s^{-1}$	158,23	159,28	160,27	161,32	162,37	163,36	164,41
$c_{2,a}$	$m \cdot s^{-1}$	35,27	35,47	36,17	37,07	38,32	40,06	42,04
$w_{2,a}$	$m \cdot s^{-1}$	35,27	35,47	36,17	37,07	38,32	40,06	42,04
β_2	$^{\circ}$	168,9	168,9	168,8	168,6	168,3	167,9	167,4
w_2	$m \cdot s^{-1}$	183,22	184,25	186,21	187,56	188,95	191,09	192,71
c_2	$m \cdot s^{-1}$	41,34	41,49	42,54	43,38	44,51	46,43	48,24
α_2	$^{\circ}$	121,44	121,25	121,76	121,30	120,60	120,38	119,37
$w_{2,u}$	$m \cdot s^{-1}$	-179,80	-180,80	-182,67	-183,86	-185,03	-186,84	-188,07
$c_{2,u}$	$m \cdot s^{-1}$	-21,57	-21,52	-22,39	-22,54	-22,66	-23,48	-23,66

Tabulka 3.12: Energetický výpočet rotoru (kužel I)

Veličina	Jednotka	1	2	3	4	5	6	7
$w_{2,iz}$	$m \cdot s^{-1}$	190,48	191,89	193,69	195,17	196,42	198,24	199,64
h_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	17,3	17,5	17,9	18,1	18,3	18,6	18,8
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,36	1,44	1,42	1,46	1,44	1,39	1,36
i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	3 237,3	3 209,7	3 181,5	3 152,4	3 122,6	3 092,2	3 061,2
$i_{2,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3 236,0	3 208,3	3 180,1	3 150,9	3 121,2	3 090,8	3 059,8
$s_{2,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8059	6,8171	6,8282	6,8392	6,8502	6,8610	6,8716
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	3 253,3	3 225,8	3 197,9	3 169,0	3 139,5	3 109,4	3 078,6
s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8059	6,8171	6,8282	6,8392	6,8502	6,8610	6,8716
p_1	bar	42,098	37,443	33,191	29,271	25,699	22,472	19,547
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,0719	0,0792	0,0875	0,0970	0,1079	0,1204	0,1349
t_1	$^{\circ}C$	417,98	402,99	387,80	372,11	356,11	339,87	323,24
x_1	—	1,267	1,245	1,223	1,203	1,184	1,166	1,148

Tabulka 3.13: Vstupní rychlostní trojúhelník (kužel I)

Veličina	Jednotka	1	2	3	4	5	6	7
$S_{a,1}$	m^2	0,0203	0,0222	0,0243	0,0264	0,0284	0,0305	0,0326
u_1	$m \cdot s^{-1}$	157,81	158,81	159,85	160,90	161,90	162,94	163,94
$c_{1,a}$	$m \cdot s^{-1}$	34,92	35,11	35,49	36,23	37,46	38,86	40,78
$w_{1,a}$	$m \cdot s^{-1}$	34,92	35,11	35,49	36,23	37,46	38,86	40,78
α_1	$^\circ$	11,0	10,9	11,0	11,1	11,4	11,8	12,3
c_1	$m \cdot s^{-1}$	182,99	185,70	185,99	188,20	189,50	190,05	191,45
w_1	$m \cdot s^{-1}$	41,17	42,27	42,14	43,34	44,41	45,21	46,88
β_1	$^\circ$	58,00	56,16	57,37	56,73	57,50	59,29	60,45
$c_{1,u}$	$m \cdot s^{-1}$	179,63	182,35	182,58	184,68	185,76	186,03	187,06
$w_{1,u}$	$m \cdot s^{-1}$	21,81	23,54	22,72	23,78	23,87	23,09	23,12
$\Delta\alpha$	$^\circ$	110,44	110,35	110,76	110,20	109,20	108,58	107,07
$\Delta\beta$	$^\circ$	110,90	112,74	111,43	111,87	110,80	108,61	106,95
φ	—	0,9623	0,9624	0,9620	0,9625	0,9634	0,9639	0,9652
ψ	—	0,9619	0,9602	0,9614	0,9610	0,9620	0,9639	0,9653

Tabulka 3.14: Energetický výpočet statoru (kužel I)

Veličina	Jednotka	1	2	3	4	5	6	7
$c_{1,iz}$	$m \cdot s^{-1}$	190,15	192,95	193,33	195,52	196,70	197,16	198,36
c_0	$m \cdot s^{-1}$	36,28	40,75	41,12	42,01	42,88	44,19	45,95
h_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	17,4	17,8	17,8	18,2	18,4	18,5	18,6
z_S	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,34	1,37	1,39	1,41	1,39	1,38	1,35
$i_{1,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3 251,9	3 224,5	3 196,5	3 167,6	3 138,1	3 108,1	3 077,3
$s_{1,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8039	6,8150	6,8261	6,8371	6,8480	6,8587	6,8693
i_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	3 269,4	3 242,2	3 214,4	3 185,9	3 156,5	3 126,5	3 095,9
$i_{0,c}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3 270,0	3 243,1	3 215,2	3 186,7	3 157,5	3 127,5	3 096,9
s_0	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8039	6,8150	6,8261	6,8371	6,8480	6,8587	6,8693
p_0	bar	44,580	39,745	35,282	31,199	27,452	24,047	20,967
v_0	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,0687	0,0755	0,0833	0,0922	0,1024	0,1141	0,1276
t_0	$^\circ C$	426,46	411,65	396,49	381,00	365,11	348,90	332,37
x_0	—	1,281	1,257	1,235	1,214	1,195	1,176	1,158

Tabulka 3.15: Ztráty a účinnost stupně (kužel I)

Veličina	Jednotka	1	2	3	4	5	6	7
h_{iz}^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	34,7	35,3	35,7	36,3	36,7	37,1	37,4
l^S	mm	20,85	22,85	24,8	26,75	28,75	30,7	32,65
k_r	—	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
δ_r^S	mm	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
$Z_{b,S}$	—	3	3	3	3	3	3	3
δ_{ekv}^S	mm	0,231	0,231	0,231	0,231	0,231	0,231	0,231
ξ_k^S	—	0,0813	0,0748	0,0683	0,0628	0,0569	0,0515	0,0465
δ_r^R	mm	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
$Z_{b,R}$	—	3	3	3	3	3	3	3
δ_{ekv}^R	mm	0,231	0,231	0,231	0,231	0,231	0,231	0,231
ξ_k^R	—	0,0756	0,0694	0,0638	0,0582	0,0530	0,0482	0,0436
ξ_k^{ST}	—	0,0785	0,0721	0,0661	0,0605	0,0549	0,0498	0,0450
α_∞	$^\circ$	70,84	70,97	70,86	70,68	70,19	69,58	68,77
z^S	—	9,118	9,228	9,098	9,031	8,796	8,461	8,117
ξ_s^S	—	0,0598	0,0546	0,0503	0,0465	0,0429	0,0399	0,0371
β_∞	$^\circ$	70,73	70,87	70,64	70,40	69,90	69,18	68,36
z^R	—	8,987	8,867	8,852	8,625	8,411	8,192	7,878
ξ_s^R	—	0,0562	0,0519	0,0478	0,0444	0,0411	0,0382	0,0355
ξ_s^{ST}	—	0,0580	0,0533	0,0491	0,0454	0,0420	0,0390	0,0363
ξ_v	—	0,0050	0,0059	0,0069	0,0079	0,0089	0,0101	0,0112
e_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	34,5	35,3	35,7	36,3	36,7	37,0	37,3
z_{ost}	$kJ \cdot kg^{-1}$	4,88	4,63	4,35	4,13	3,88	3,66	3,46

Veličina	Jednotka	1	2	3	4	5	6	7
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	26,9	27,8	28,5	29,3	29,9	30,6	31,2
η_{tdi}	—	0,7805	0,7891	0,7992	0,8073	0,8170	0,8262	0,8350
ψ^{ST}	—	2,773	2,783	2,781	2,793	2,786	2,779	2,771
ρ	—	0,498	0,496	0,500	0,498	0,498	0,502	0,503
Ma_1	—	0,294	0,301	0,304	0,311	0,317	0,322	0,328
Ma_2'	—	0,295	0,300	0,306	0,312	0,318	0,325	0,332

Tabulka 3.16: Rozteč lopatek a počet lopatek (kužel I)

Veličina	Jednotka	1	2	3	4	5	6	7
s_s	mm	14,82	14,82	14,91	14,64	14,64	14,46	14,09
Z_s	—	64	64	64	66	66	68	70
$s_{s,real}$	mm	14,79	14,88	14,98	14,62	14,71	14,37	14,05
$(s/c)_{s,real}$	—	0,808	0,813	0,819	0,799	0,804	0,785	0,768
s_R	mm	13,54	13,73	13,73	13,73	13,73	13,54	13,18
Z_R	—	70	70	70	71	71	72	75
$s_{R,real}$	mm	13,56	13,65	13,74	13,63	13,72	13,61	13,15
$(s/c)_{R,real}$	—	0,741	0,746	0,751	0,745	0,750	0,744	0,719

Tabulka 3.17: Hmotnostní průtok páry a geometrie stupně (kužel II a kužel III)

Veličina	Jednotka	8	9	10	11	12	13	14	15
\dot{M}	$kg \cdot s^{-1}$	10,134	10,134	10,134	10,134	10,134	10,134	9,663	9,663
D_p	mm	300	300	300	300	300	300	330	330
L	mm	230,7	230,7	230,7	230,7	230,7	230,7	79,6	79,6
X_0	mm	0,0	33,1	72,3	111,5	151,1	193,7	0,0	42,6
X_1^S	mm	11,8	47,5	86,7	125,9	166,8	209,4	15,7	58,3
X_1	mm	14,0	50,1	89,3	128,5	169,6	212,2	18,5	61,1
X_1^R	mm	16,1	52,7	91,9	131,1	172,4	215,0	21,3	63,9
X_2	mm	27,9	67,1	106,3	145,5	188,1	230,7	37,0	79,6
l_0	mm	31,0	34,4	38,5	42,6	46,7	51,2	46,0	52,4
l_1^S	mm	32,2	35,9	40,0	44,1	48,4	52,8	48,4	54,8
l_1	mm	32,5	36,2	40,3	44,4	48,6	53,1	48,8	55,2
l_1^R	mm	33,9	38,0	42,1	46,1	50,6	55,0	51,6	58,0
l_2	mm	33,9	38,0	42,1	46,1	50,6	55,0	51,6	58,0
D_0	mm	331,0	334,4	338,5	342,6	346,7	351,2	376,0	382,4
D_1^S	mm	332,2	335,9	340,0	344,1	348,4	352,8	378,4	384,8
D_1	mm	332,5	336,2	340,3	344,4	348,6	353,1	378,8	385,2
D_1^R	mm	333,9	338,0	342,1	346,1	350,6	355,0	381,6	388,0
D_2	mm	333,9	338,0	342,1	346,1	350,6	355,0	381,6	388,0
$D_{0,h}$	mm	362,0	368,9	377,0	385,2	393,4	402,3	422,0	434,8
$D_{1,h}^S$	mm	364,5	371,9	380,0	388,2	396,7	405,6	426,7	439,6
$D_{1,h}$	mm	364,9	372,4	380,6	388,7	397,3	406,2	427,6	440,4
$D_{1,h}^R$	mm	367,8	376,0	384,1	392,3	401,1	410,0	433,2	446,0
$D_{2,h}$	mm	367,8	376,0	384,1	392,3	401,1	410,0	433,2	446,0

Tabulka 3.18: Parametry páry na výstupu ze stupně (kužel II a kužel III)

Veličina	Jednotka	8	9	10	11	12	13	14	15
$i_{2',c}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3 036,6	3 000,5	2 963,4	2 925,0	2 885,2	2 844,3	2 796,9	2 747,6
$s_{2'}$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,9022	6,9157	6,9292	6,9430	6,9570	6,9713	6,9878	7,0048
$i_{2'}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3 035,1	2 999,1	2 961,8	2 923,3	2 883,3	2 842,1	2 793,9	2 744,0
p_2	bar	15,420	12,945	10,760	8,839	7,164	5,723	4,353	3,232
$v_{2'}$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,1646	0,1897	0,2203	0,2581	0,3055	0,3657	0,4548	0,5762
$t_{2'}$	$^{\circ}C$	299,12	279,68	259,64	238,93	217,50	195,43	169,64	143,08
$x_{2'}$	—	1,125	1,108	1,091	1,074	1,058	1,042	1,024	1,007

Tabulka 3.19: Výstupní rychlostní trojúhelník (kužel II a kužel III)

Veličina	Jednotka	8	9	10	11	12	13	14	15
$S_{a,2}$	m^2	0,0356	0,0404	0,0452	0,0501	0,0557	0,0613	0,0619	0,0707
u_2	$m \cdot s^{-1}$	174,83	176,98	179,12	181,22	183,57	185,88	199,81	203,16
$c_{2,a}$	$m \cdot s^{-1}$	46,90	47,64	49,34	52,18	55,56	60,41	71,05	78,76
$w_{2,a}$	$m \cdot s^{-1}$	46,90	47,64	49,34	52,18	55,56	60,41	71,05	78,76
β_2	$^\circ$	166,8	166,8	166,5	165,9	165,2	164,2	162,8	161,3
w_2	$m \cdot s^{-1}$	205,40	208,63	211,35	214,19	217,49	221,86	240,26	245,65
c_2	$m \cdot s^{-1}$	53,22	54,34	55,95	58,53	61,64	66,42	77,01	84,11
α_2	$^\circ$	118,19	118,76	118,14	116,94	115,67	114,56	112,69	110,55
$w_{2,u}$	$m \cdot s^{-1}$	-199,97	-203,12	-205,51	-207,74	-210,27	-213,48	-229,52	-232,68
$c_{2,u}$	$m \cdot s^{-1}$	-25,14	-26,14	-26,39	-26,52	-26,70	-27,60	-29,71	-29,53

Tabulka 3.20: Energetický výpočet rotoru (kužel II a kužel III)

Veličina	Jednotka	8	9	10	11	12	13	14	15
$w_{2,iz}$	$m \cdot s^{-1}$	212,69	215,99	218,64	221,42	224,64	228,66	247,15	252,31
h_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	21,2	21,9	22,4	22,9	23,4	24,1	27,8	28,6
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,52	1,56	1,57	1,57	1,58	1,53	1,68	1,66
i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	3 030,9	2 994,7	2 957,7	2 919,3	2 879,5	2 838,5	2 789,9	2 740,2
$i_{2,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3 029,4	2 993,1	2 956,1	2 917,7	2 877,9	2 836,9	2 788,2	2 738,5
$s_{2,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8920	6,9049	6,9185	6,9322	6,9460	6,9602	6,9749	6,9915
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	3 050,6	3 015,0	2 978,5	2 940,6	2 901,4	2 861,0	2 816,0	2 767,2
s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8920	6,9049	6,9185	6,9322	6,9460	6,9602	6,9749	6,9915
p_1	bar	16,760	14,147	11,821	9,766	7,967	6,417	5,002	3,763
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,1535	0,1762	0,2038	0,2377	0,2800	0,3330	0,4061	0,5094
t_1	$^\circ C$	307,63	288,48	268,81	248,43	227,34	205,71	181,63	155,55
x_1	—	1,133	1,115	1,098	1,081	1,065	1,049	1,032	1,015

Tabulka 3.21: Vstupní rychlostní trojúhelník (kužel II a kužel III)

Veličina	Jednotka	8	9	10	11	12	13	14	15
$S_{a,1}$	m^2	0,0339	0,0382	0,0431	0,0480	0,0532	0,0589	0,0581	0,0668
u_1	$m \cdot s^{-1}$	174,10	176,03	178,18	180,33	182,53	184,88	198,34	201,69
$c_{1,a}$	$m \cdot s^{-1}$	45,82	46,69	47,93	50,14	53,31	57,29	67,58	73,69
$w_{1,a}$	$m \cdot s^{-1}$	45,82	46,69	47,93	50,14	53,31	57,29	67,58	73,69
α_1	$^\circ$	12,9	13,0	13,2	13,6	14,2	15,1	16,5	17,6
c_1	$m \cdot s^{-1}$	205,26	207,55	209,88	213,24	217,32	219,91	237,93	243,70
w_1	$m \cdot s^{-1}$	52,68	53,54	54,60	56,92	60,29	63,52	73,85	79,79
β_1	$^\circ$	60,44	60,70	61,38	61,76	62,16	64,41	66,21	67,45
$c_{1,u}$	$m \cdot s^{-1}$	200,08	202,23	204,33	207,26	210,68	212,32	228,13	232,29
$w_{1,u}$	$m \cdot s^{-1}$	25,98	26,20	26,15	26,94	28,15	27,44	29,80	30,60
$\Delta\alpha$	$^\circ$	105,29	105,76	104,94	103,34	101,47	99,46	96,19	92,95
$\Delta\beta$	$^\circ$	106,36	106,10	105,12	104,14	103,04	99,79	96,59	93,85
φ	—	0,9665	0,9662	0,9668	0,9679	0,9692	0,9705	0,9724	0,9740
ψ	—	0,9657	0,9659	0,9667	0,9674	0,9682	0,9703	0,9721	0,9736

Tabulka 3.22: Energetický výpočet statoru (kužel II a kužel III)

Veličina	Jednotka	8	9	10	11	12	13	14	15
$c_{1,iz}$	$m \cdot s^{-1}$	212,37	214,81	217,09	220,31	224,22	226,60	244,69	250,19
c_0	$m \cdot s^{-1}$	51,73	52,36	53,55	55,21	57,67	60,80	71,91	75,64
h_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	21,2	21,7	22,1	22,7	23,5	23,8	27,4	28,4
z_S	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,48	1,53	1,54	1,53	1,52	1,49	1,63	1,60
$i_{1,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3 049,1	3 013,5	2 977,0	2 939,1	2 899,8	2 859,6	2 814,4	2 765,6
$s_{1,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8895	6,9022	6,9157	6,9292	6,9430	6,9570	6,9713	6,9878
i_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	3 070,3	3 035,2	2 999,1	2 961,8	2 923,3	2 883,4	2 841,8	2 794,0
$i_{0,c}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3 071,6	3 036,6	3 000,5	2 963,4	2 925,0	2 885,2	2 844,3	2 796,9
s_0	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8895	6,9022	6,9157	6,9292	6,9430	6,9570	6,9713	6,9878
p_0	bar	18,189	15,423	12,948	10,761	8,841	7,165	5,713	4,355

Veličina	Jednotka	8	9	10	11	12	13	14	15
v_0	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,1439	0,1646	0,1897	0,2203	0,2581	0,3055	0,3662	0,4547
t_0	$^{\circ}C$	318,06	299,14	279,70	259,66	238,96	217,53	195,23	169,69
x_0	—	1,144	1,125	1,108	1,091	1,074	1,058	1,042	1,025

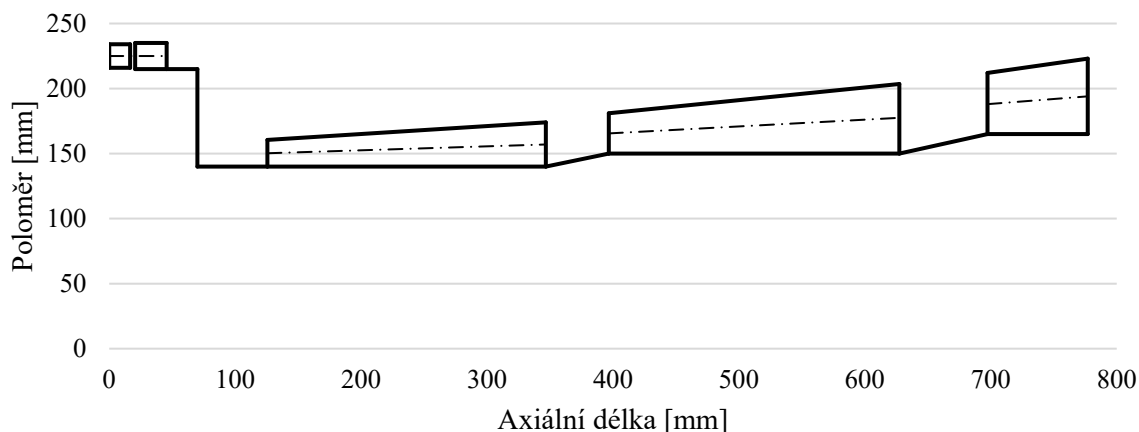
Tabulka 3.23: Ztráty a účinnost stupně (kužel II a kužel III)

Veličina	Jednotka	8	9	10	11	12	13	14	15
h_{iz}^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	42,4	43,6	44,5	45,6	46,9	48,0	55,2	57,1
l^S	mm	31,6	35,15	39,25	43,35	47,55	52	47,2	53,6
k_r	—	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
δ_r^S	mm	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$Z_{b,S}$	—	3	3	3	3	3	3	3	3
δ_{ekv}^S	mm	0,289	0,289	0,289	0,289	0,289	0,289	0,289	0,289
ξ_k^S	—	0,0573	0,0511	0,0451	0,0396	0,0346	0,0298	0,0301	0,0249
δ_r^R	mm	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$Z_{b,R}$	—	3	3	3	3	3	3	3	3
δ_{ekv}^R	mm	0,289	0,289	0,289	0,289	0,289	0,289	0,289	0,289
ξ_k^R	—	0,0522	0,0466	0,0411	0,0360	0,0313	0,0270	0,0265	0,0217
ξ_k^{ST}	—	0,0547	0,0488	0,0431	0,0378	0,0330	0,0284	0,0283	0,0233
α_{∞}	$^{\circ}$	67,81	67,72	67,37	66,69	65,71	64,34	62,20	60,45
z^S	—	7,743	7,638	7,537	7,346	7,053	6,618	6,053	5,720
ξ_s^S	—	0,0379	0,0417	0,0372	0,0334	0,0302	0,0273	0,0295	0,0258
β_{∞}	$^{\circ}$	67,51	67,48	67,00	66,12	65,12	63,51	61,42	59,31
z^R	—	7,450	7,466	7,308	6,956	6,581	6,205	5,690	5,194
ξ_s^R	—	0,0353	0,0385	0,0345	0,0312	0,0281	0,0255	0,0267	0,0233
ξ_s^{ST}	—	0,0366	0,0401	0,0359	0,0323	0,0292	0,0264	0,0281	0,0245
ξ_v	—	0,0096	0,0116	0,0140	0,0166	0,0194	0,0226	0,0166	0,0205
e_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	42,4	43,5	44,4	45,4	46,7	47,6	54,8	56,4
z_{ost}	$kJ \cdot kg^{-1}$	4,27	4,37	4,13	3,94	3,80	3,68	4,00	3,86
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	35,1	36,0	37,2	38,4	39,7	40,9	47,5	49,3
η_{tdi}	—	0,8281	0,8283	0,8371	0,8449	0,8519	0,8591	0,8666	0,8738
ψ^{ST}	—	2,777	2,784	2,776	2,779	2,783	2,776	2,764	2,766
ρ	—	0,500	0,502	0,503	0,502	0,499	0,503	0,504	0,502
Ma_1	—	0,356	0,365	0,375	0,388	0,403	0,417	0,462	0,487
$Ma_{2'}$	—	0,358	0,370	0,381	0,393	0,407	0,425	0,472	0,498

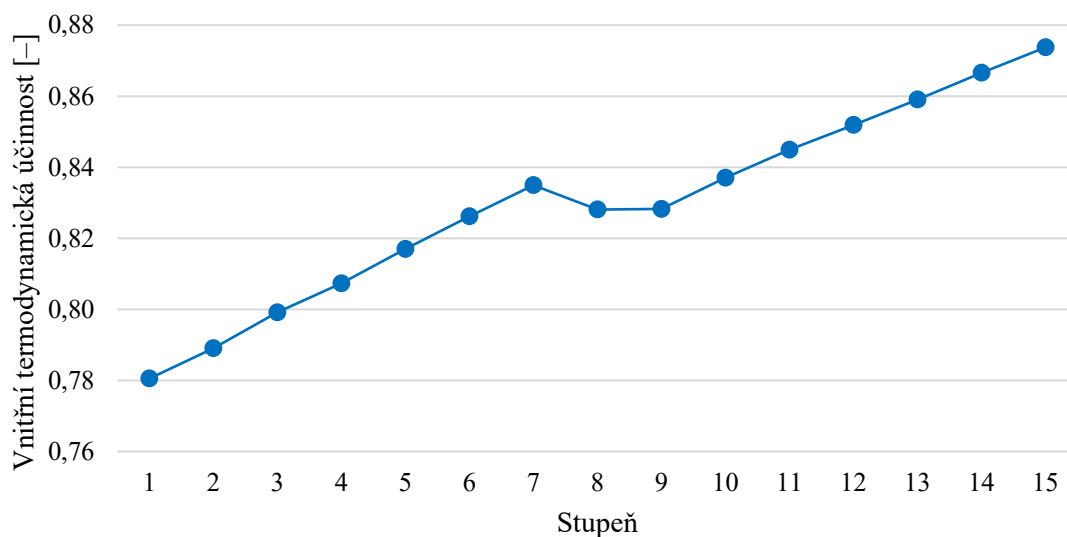
Tabulka 3.24: Rozteč lopatek a počet lopatek (kužel II a kužel III)

Veličina	Jednotka	8	9	10	11	12	13	14	15
s_S	mm	13,73	17,02	17,25	16,80	17,02	16,80	17,02	16,80
Z_S	—	76	62	62	64	64	66	70	72
$s_{S,real}$	mm	13,73	17,02	17,23	16,89	17,10	16,79	16,98	16,79
$(s/c)_{S,real}$	—	0,750	0,760	0,769	0,754	0,763	0,750	0,758	0,750
s_R	mm	12,81	15,90	15,90	15,68	15,90	15,90	15,68	15,90
Z_R	—	82	67	68	69	69	70	76	77
$s_{R,real}$	mm	12,79	15,85	15,80	15,76	15,96	15,93	15,77	15,83
$(s/c)_{R,real}$	—	0,699	0,708	0,706	0,703	0,713	0,711	0,704	0,707

Na následujících obrázcích je geometrie průtočného kanálu turbíny, v grafech shrnuty významné parametry jednotlivých stupňů a rychlostní trojúhelníky prvního a posledního stupně.

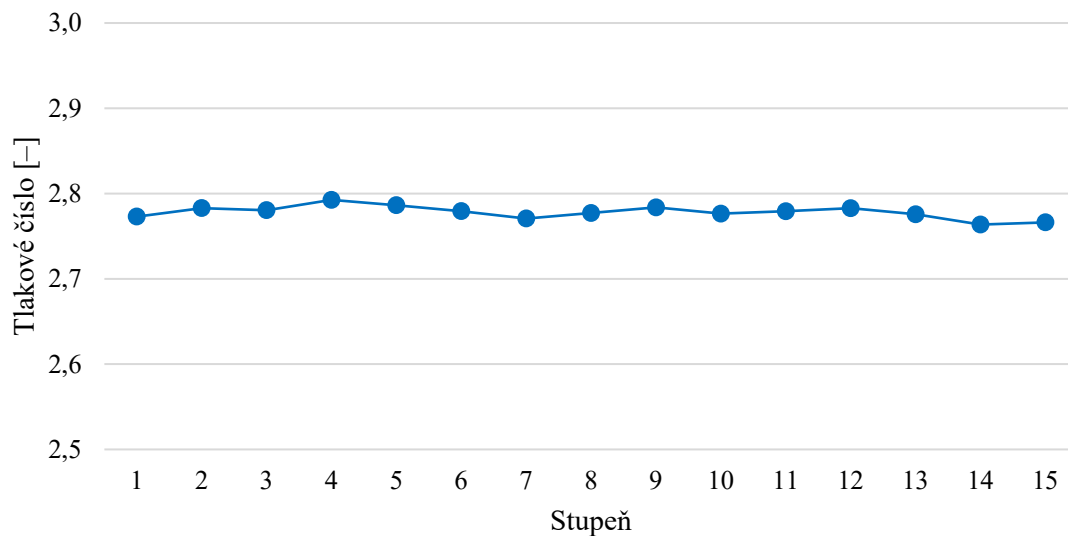


Obrázek 3.10: Geometrie průtočného kanálu turbíny



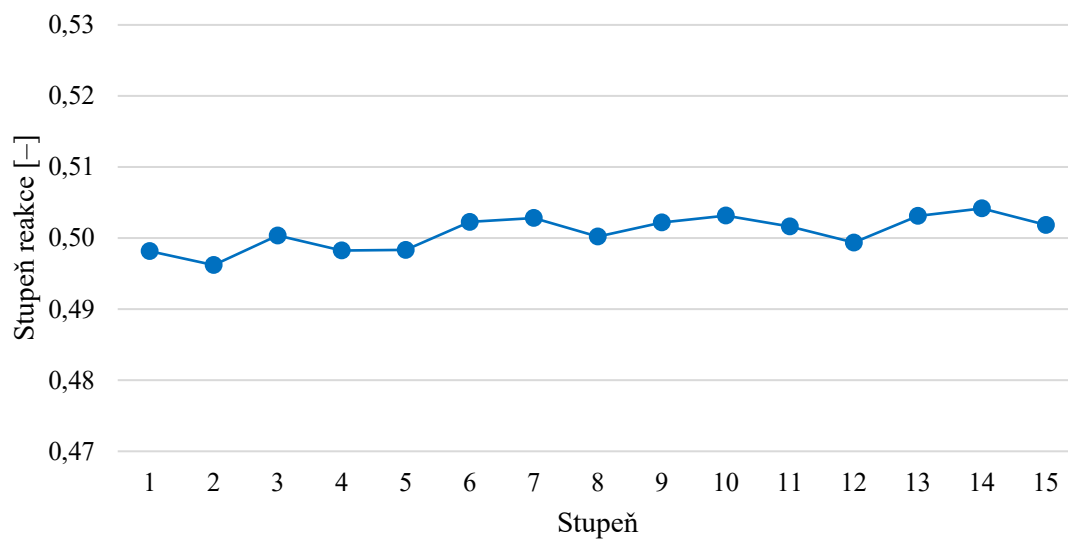
Obrázek 3.11: Vnitřní termodynamická účinnost

Na prvních stupních s krátkými lopatkami má velký vliv ztráta radiální mezerou a sekundárním prouděním. Tento vliv postupně klesá a účinnost stupňů roste. Nejvyšší účinnosti dosahuje poslední stupeň, kde je poměrná ztráta radiální mezerou a sekundárním prouděním nejnižší. Zároveň ještě není tak výrazná ztráta rozčepřením a ani nedochází ke ztrátě vlhkostí páry.



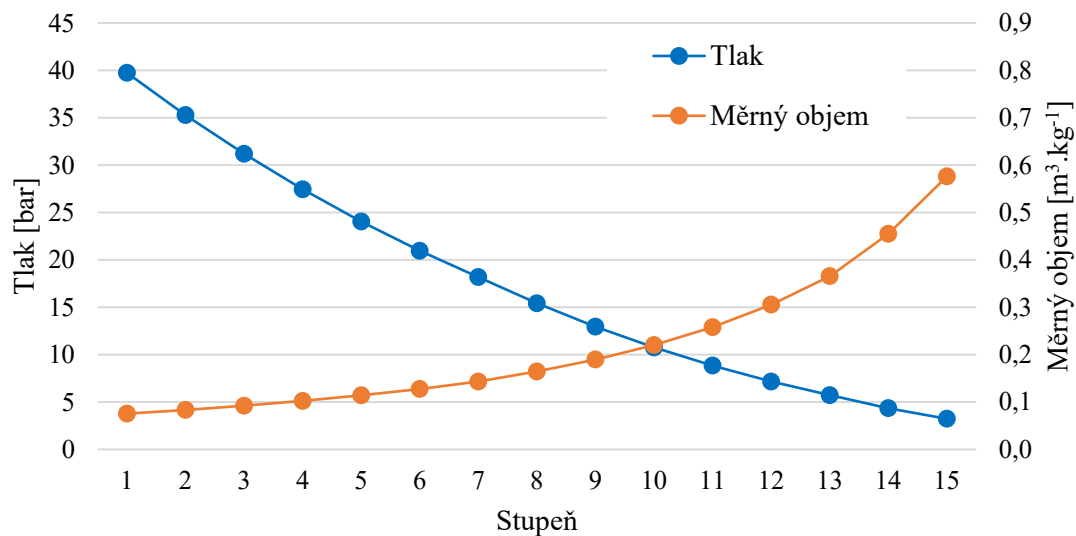
Obrázek 3.12: Tlakové číslo

Jak už bylo napsáno, tak snahou při návrhu bylo držet tlakové číslo všech stupňů lehce pod hodnotou 2,8, čehož bylo dosaženo.



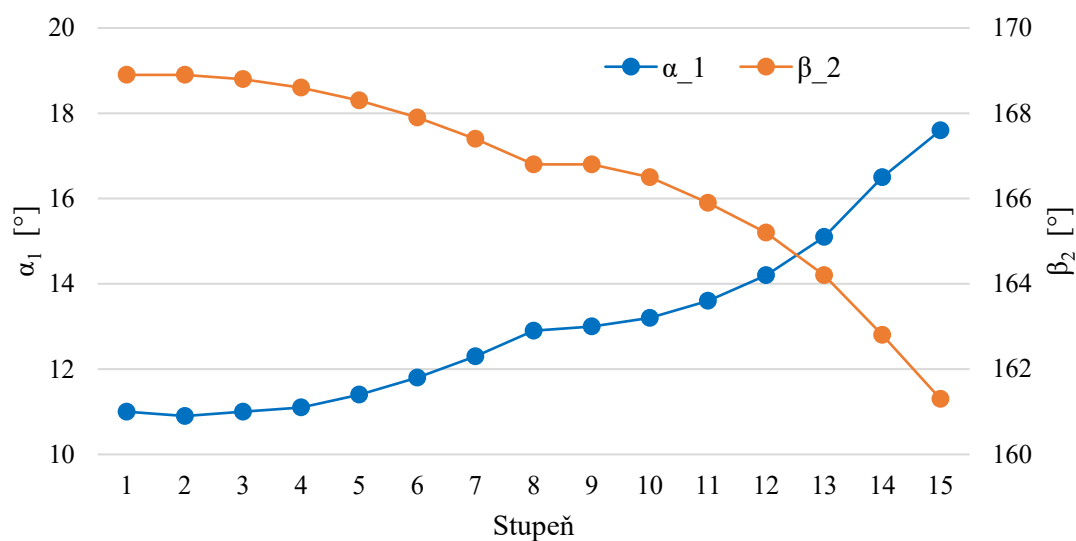
Obrázek 3.13: Stupeň reakce

Stupeň reakce by se měl pohybovat kolem hodnoty 0,5, což je splněno.



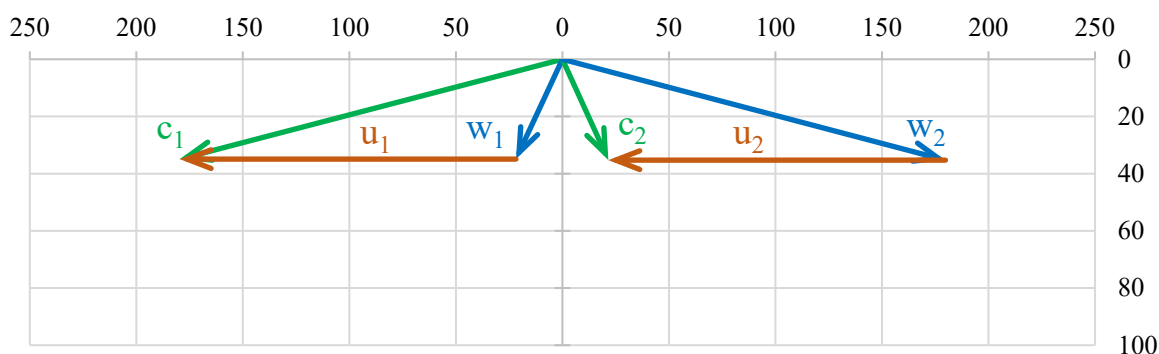
Obrázek 3.14: Tlak a měrný objem ve stupňové části

Hodnoty tlaku a měrného objemu jsou zobrazeny pro výstupy ze stupňů. Na průběhu měrného objemu lze pozorovat, že na posledních stupních nedochází k tak prudkému nárůstu, jako tomu je u kondenzačních turbín.

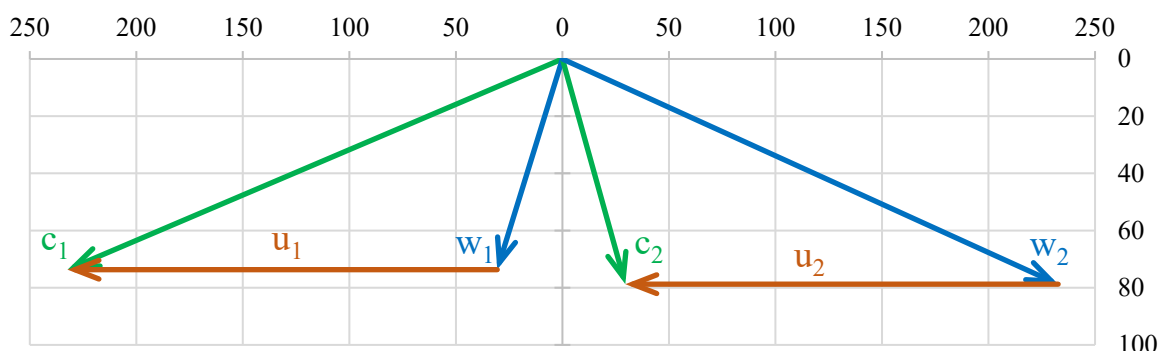


Obrázek 3.15: Výstupní úhly

Výstupní úhly se postupně zvětšují, resp. vzhledem ke způsobu kótování úhlů se úhly β_2 zmenšují. V obou případech však dochází k postupnému otevírání průtočného kanálu.



Obrázek 3.16: Rychlostní trojúhelníky prvního stupně



Obrázek 3.17: Rychlostní trojúhelníky posledního stupně (patnáctého)

U obou obrázků s rychlostními trojúhelníky je použito stejné měřítko, aby bylo vidět, jak výrazně se liší jejich velikost.

3.3 Pevnostní kontrola stupňové části

Rotorové lopatky stupňové části budou stejně jako v případě regulačního stupně kontrolovány na namáhání ohybem a tahem. Navíc přibude i kontrola na ohyb statorových lopatek. Postup výpočtu vychází z literatury [6] a je obdobný jako pevnostní výpočet regulačního stupně v podkapitole 2.3. Výpočet bude ukázán na posledním stupni stupňové části. Výsledky ostatních stupňů, spočítaných stejným postupem, budou shrnuty v tabulce. Profily lopatek byly vybrány již v podkapitole 3.2.1.

3.3.1 Ohyb

Jak již bylo zmíněno, ohyb působí na statorové i rotorové lopatky. Velikost ohybového napětí působícího na jednu lopatku by neměla přesahovat hodnotu 40 MPa pro stupně pracující s parou o suchosti vyšší než 0,97. Suchost páry je vyšší než 0,97 u všech navržených stupňů.

- Statorové lopatky

Pro statorové lopatky je nejprve nutné určit obvodovou a axiální složku absolutní rychlosti na vstupu do statoru. To bylo provedeno za předpokladu $\alpha_0 = \alpha_2^{\text{předchozí st.}}$.

Úhel absolutní rychlosti na vstupu do statoru:

$$\alpha_0 = \alpha_2^{14.st} = 112,69^\circ \quad (3.157)$$

Obvodová a axiální složka absolutní rychlosti na vstupu do statoru:

$$\begin{aligned} c_{0,u} &= c_0 \cdot \sin(\alpha_0 - 90^\circ) \\ c_{0,u} &= 75,65 \cdot \sin(112,69^\circ - 90^\circ) = 29,18 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (3.158)$$

$$c_{0,a} = c_0 \cdot \cos(\alpha_0 - 90^\circ) \quad (3.159)$$

$$c_{0,a} = 75,65 \cdot \cos(112,69^\circ - 90^\circ) = 69,79 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Obvodová síla na jednu lopatku statoru:

$$F_u^S = \frac{\dot{M} \cdot (c_{0,u} - c_{1,u})}{Z_S} = \frac{9,663 \cdot (29,18 - 232,29)}{72} = -27,3 \text{ N} \quad (3.160)$$

kde $Z_S [-]$ je počet statorových lopatek.

Axiální síla na jednu lopatku statoru:

$$F_a^S = \frac{\dot{M} \cdot (c_{0,a} - c_{1,a})}{Z_S} + \frac{(p_0 - p_1) \cdot \pi \cdot \frac{D_0 + D_1^S}{2} \cdot l^S}{Z_S} \quad (3.161)$$

$$F_a^S = \frac{9,663 \cdot (69,79 - 73,69)}{72} +$$

$$+ \frac{(4,355 - 3,763) \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot \frac{0,3824 + 0,3848}{2} \cdot 0,0536}{72} = 52,6 \text{ N}$$

Celková síla na jednu lopatku statoru:

$$F^S = \sqrt{(F_u^S)^2 + (F_a^S)^2} = \sqrt{-27,3^2 + 52,6^2} = 59,2 \text{ N} \quad (3.162)$$

Ohybový moment na jednu lopatku statoru:

$$M_o^S = F^S \cdot \frac{l^S}{2} = 59,2 \cdot \frac{0,0536}{2} = 1,59 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.163)$$

Ohybové napětí působící na jednu lopatku statoru:

$$\sigma_o^S = \frac{M_o^S}{W_{min}} = \frac{1,59}{0,0543} = 29,23 \text{ MPa} \quad (3.164)$$

- Rotorové lopatky

Obvodová síla na jednu lopatku rotoru:

$$F_u^R = \frac{\dot{M} \cdot (c_{1,u} - c_{2,u})}{Z_R} = \frac{9,663 \cdot (232,29 - 29,53)}{77} = 25,5 \text{ N} \quad (3.165)$$

kde $Z_R [-]$ je počet rotorových lopatek.

Axiální síla na jednu lopatku rotoru:

$$F_a^R = \frac{\dot{M} \cdot (c_{1,a} - c_{2,a})}{Z_R} + \frac{(p_1 - p_2) \cdot \pi \cdot D_2 \cdot l_2}{Z_R} \quad (3.166)$$

$$F_a^R = \frac{9,663 \cdot (73,69 - 78,76)}{77} +$$

$$+ \frac{(3,763 - 3,232) \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 0,3880 \cdot 0,0580}{77} = 48,1 \text{ N}$$

Axiální síla působící na všechny rotorové lopatky stupně, která bude využita při návrhu vyrovnávacího pístu v kapitole 4:

$$F_a^{15.st} = Z_R \cdot F_a^R = 77 \cdot 48,1 = 3\,706,2 \text{ N} \quad (3.167)$$

Celková síla na jednu lopatku rotoru:

$$F^R = \sqrt{(F_u^R)^2 + (F_a^R)^2} = \sqrt{25,5^2 + 48,1^2} = 54,4 \text{ N} \quad (3.168)$$

Ohybový moment na jednu lopatku rotoru:

$$M_o^R = F^R \cdot \frac{l_2}{2} = 54,4 \cdot \frac{0,0580}{2} = 1,58 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.169)$$

Ohybové napětí působící na jednu lopatku rotoru:

$$\sigma_o^R = \frac{M_o^R}{W_{min}} = \frac{1,58}{0,0543} = 29,08 \text{ MPa} \quad (3.170)$$

3.3.2 Tah

Tahové napětí je způsobeno odstředivou silou, která působí pouze na lopatky rotoru. Jelikož jsou lopatky bandážované, tak na patní průřez profilu působí zároveň odstředivá síla od listu lopatky a od bandáže. Při výpočtu odstředivé síly byla jako materiál uvažována ocel s hustotou $\rho = 7\,850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Úhlová rychlost:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot \frac{10\,000}{60} = 1\,047,20 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.171)$$

Odstředivá síla od listu lopatky:

$$F_{od,l} = \rho \cdot S \cdot l_2 \cdot \frac{D_2}{2} \cdot \omega^2 \quad (3.172)$$

$$F_{od,l} = 7\,850 \cdot 0,7800 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0580 \cdot \frac{0,3880}{2} \cdot 1\,047,20^2 = 7\,555,3 \text{ N}$$

kde $S [\text{m}^2]$ je průřez zvoleného profilu.

Zvolená tloušťka bandáže:

$$t_b = 2,5 \text{ mm} \quad (3.173)$$

Objem bandáže:

$$V_b = \pi \cdot (D_{2,h} + t_b) \cdot t_b \cdot B \quad (3.174)$$

$$V_b = \pi \cdot (0,4460 + 0,0025) \cdot 0,0025 \cdot 0,0157 = 5,530 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

kde $B [\text{m}]$ je šířka zvoleného profilu.

Odstředivá síla od bandáže působící na jednu lopatku:

$$F_{od,b} = \frac{\rho \cdot V_b \cdot \frac{D_{2,h} + t_b}{2} \cdot \omega^2}{Z_R} \quad (3.175)$$

$$F_{od,b} = \frac{7\,850 \cdot 5,530 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{0,4460 + 0,0025}{2} \cdot 1\,047,20^2}{77} = 1\,386,5 \text{ N}$$

Celková odstředivá síla působící na jednu lopatku:

$$F_{od} = F_{od,l} + F_{od,b} = 7\,555,3 + 1\,386,5 = 8\,941,8 \text{ N} \quad (3.176)$$

Tahové napětí působící na jednu lopatku:

$$\sigma_t = \frac{F_{od}}{S} = \frac{8\,941,8}{0,7800 \cdot 10^{-4}} \cdot 10^{-6} = 114,64 \text{ MPa} \quad (3.177)$$

Maximální dovolené tahové napětí na jednu lopatku je kolem 550 MPa.

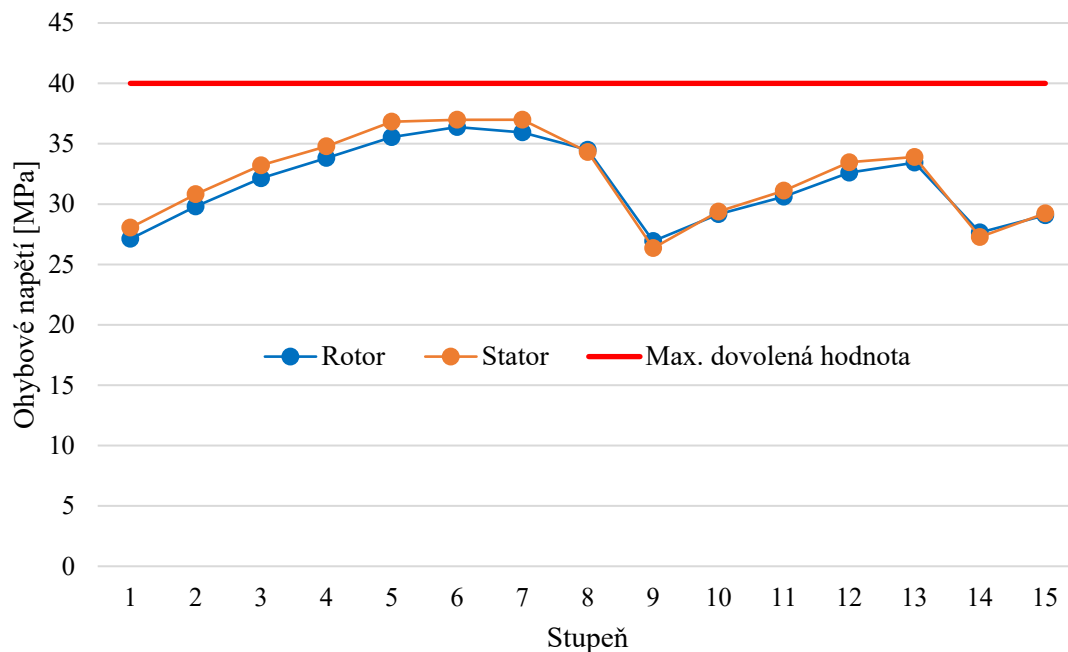
3.3.3 Výsledky pevnostní kontroly jednotlivých stupňů

Tabulka 3.25: Výsledky pevnostní kontroly jednotlivých stupňů (kužel I)

Veličina	Jednotka	1	2	3	4	5	6	7
Ohyb – satorové lopatky								
α_0	$^\circ$	74,58	130,61	121,25	121,76	121,30	120,60	120,38
$c_{0,u}$	$m \cdot s^{-1}$	-9,65	21,26	21,33	22,12	22,28	22,49	23,24
$c_{0,a}$	$m \cdot s^{-1}$	34,98	34,77	35,16	35,72	36,64	38,04	39,64
F_u^S	N	-29,1	-24,8	-24,8	-24,3	-24,4	-23,7	-23,0
F_a^S	N	76,4	78,2	77,5	75,3	74,0	69,3	64,9
F^S	N	81,8	82,0	81,4	79,1	77,9	73,2	68,9
M_o^S	$N \cdot m$	0,85	0,94	1,01	1,06	1,12	1,12	1,12
σ_o^S	MPa	28,05	30,82	33,21	34,79	36,83	36,99	36,99
Ohyb – rotorové lopatky								
F_u^R	N	22,2	22,6	22,5	22,5	22,6	22,2	21,5
F_a^R	N	70,9	71,4	71,4	69,6	68,1	65,5	60,6
F^R	N	74,3	74,9	74,9	73,2	71,8	69,1	64,3
M_o^R	$N \cdot m$	0,82	0,91	0,98	1,03	1,08	1,11	1,09
σ_o^R	MPa	27,12	29,81	32,14	33,81	35,55	36,38	35,94
Tah – rotorové lopatky								
$F_{od,l}$	N	1 472,4	1 615,7	1 753,4	1 900,1	2 048,6	2 191,2	2 343,1
t_b	mm	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
V_b	cm^3	24,20	24,49	24,79	25,07	25,36	25,66	25,95
$F_{od,b}$	N	485,7	497,4	509,5	514,1	526,0	530,9	521,2
F_{od}	N	1 958,1	2 113,1	2 262,9	2 414,2	2 574,6	2 722,1	2 864,3
σ_t	MPa	38,40	41,44	44,38	47,35	50,49	53,39	56,17

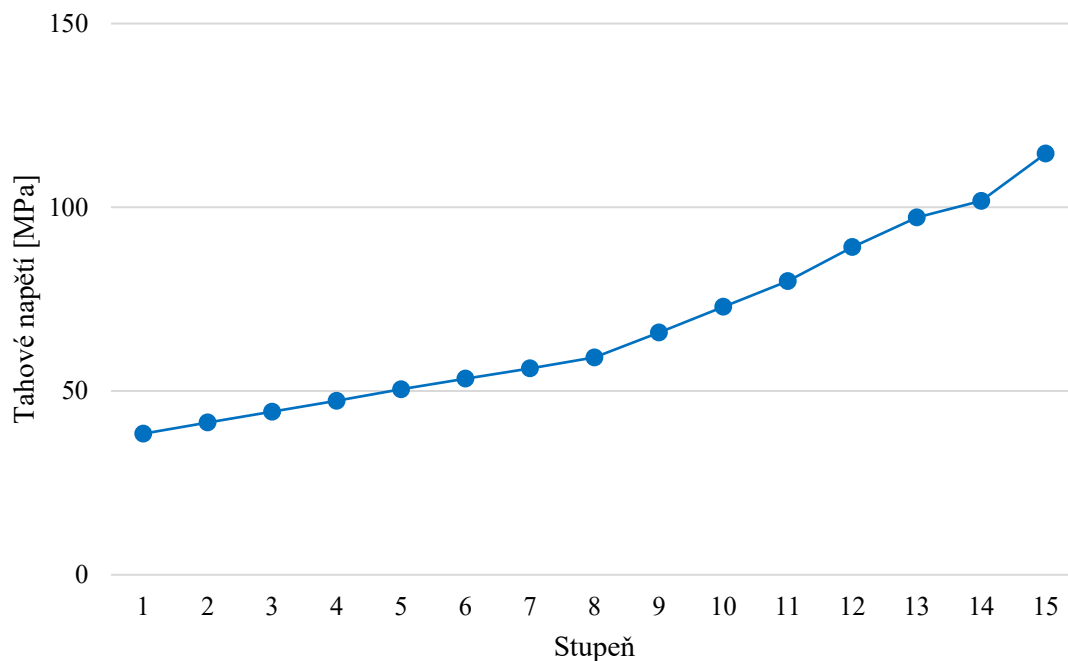
Tabulka 3.26: Výsledky pevnostní kontroly jednotlivých stupňů (kužel II a kužel III)

Veličina	Jednotka	8	9	10	11	12	13	14	15
Ohyb – satorové lopatky									
α_0	$^\circ$	119,37	125,35	118,76	118,14	116,94	115,67	114,56	112,69
$c_{0,u}$	$m \cdot s^{-1}$	25,37	24,74	25,76	26,04	26,13	26,34	29,89	29,18
$c_{0,a}$	$m \cdot s^{-1}$	45,08	46,15	46,95	48,68	51,41	54,80	65,40	69,79
F_u^S	N	-23,3	-29,0	-29,2	-28,7	-29,2	-28,6	-27,4	-27,3
F_a^S	N	61,8	76,1	75,9	72,5	70,6	64,8	56,5	52,6
F^S	N	66,0	81,4	81,3	77,9	76,4	70,8	62,8	59,2
M_o^S	$N \cdot m$	1,04	1,43	1,60	1,69	1,82	1,84	1,48	1,59
σ_o^S	MPa	34,31	26,36	29,38	31,11	33,47	33,90	27,27	29,23
Ohyb – rotorové lopatky									
F_u^R	N	21,6	26,6	26,5	26,5	27,0	26,7	25,2	25,4
F_a^R	N	58,0	72,2	70,4	67,1	64,5	60,3	52,5	48,1
F^R	N	61,9	77,0	75,2	72,1	70,0	66,0	58,2	54,4
M_o^R	$N \cdot m$	1,05	1,46	1,58	1,66	1,77	1,82	1,50	1,58
σ_o^R	MPa	34,49	26,93	29,16	30,61	32,60	33,43	27,65	29,08
Tah – rotorové lopatky									
$F_{od,l}$	N	2 484,3	4 312,1	4 835,3	5 356,7	5 956,0	6 555,1	6 610,7	7 555,3
t_b	mm	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5
V_b	cm^3	27,42	34,20	34,93	35,68	39,76	40,64	53,73	55,30
$F_{od,b}$	N	532,2	830,5	853,7	877,5	999,9	1029,6	1325,7	1386,5
F_{od}	N	3 016,5	5 142,6	5 689,1	6 234,2	6 955,9	7 584,8	7 936,4	8 941,8
σ_t	MPa	59,16	65,93	72,94	79,93	89,18	97,24	101,75	114,64



Obrázek 3.18: Ohybové napětí působící na statorové a rotorové lopatky

Profily jednotlivých stupňů byly voleny tak, aby nebyla přesažena maximální dovolená hodnota ohybového napětí a aby zároveň nebyly předimenzovány. Zvolené profily pro stupeň 9 a 14 se mohou zdát předimenzované, ale profily o jednu řadu menší v jejich případě nedostačovaly.



Obrázek 3.19: Tahové napětí působící na rotorové lopatky

Tím, že se nejedná o kondenzační turbínu s dlouhými lopatkami posledních stupňů, tak s velikostí tahového napětí nebyl při návrhu stupňové části problém. Omezující pro volbu otáček bylo tahové napětí působící na lopatky regulačního stupně.

3.4 Účinnost a výkon stupňové části

V této podkapitole je stanovena vnitřní účinnost, vnitřní termodynamická účinnost, reheat factor a výkon celé stupňové části.

Entalpie při izoentropické expanzi ve stupňové části:

$$i_{2,iz}^{s\check{c}} = f(p_2^{15.st}; s_0^{1.st}) = 2\,661,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.178)$$

Vnitřní práce při izoentropické expanzi ve stupňové části:

$$a_{iz}^{s\check{c}} = i_{0,c}^{1.st} - i_{2,iz}^{s\check{c}} = 3\,270,0 - 2\,661,7 = 608,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.179)$$

Vnitřní práce stupňové části:

$$a_i^{s\check{c}} = i_{0,c}^{1.st} - i_{2',c}^{15.st} = 3\,270,0 - 2\,747,6 = 522,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.180)$$

Vnitřní termodynamická účinnost stupňové části:

$$\eta_{tdi}^{s\check{c}} = \frac{a_i^{s\check{c}}}{a_{iz}^{s\check{c}}} = \frac{522,4}{608,3} = 0,8588 \quad (3.181)$$

Izoentropický spád na stupňovou část:

$$H_{iz}^{s\check{c}} = i_0^{1.st} - i_{2,iz}^{s\check{c}} = 3\,269,4 - 2\,661,7 = 607,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.182)$$

Součinitel zpětného využití ztrát stupňové části (reheat factor):

$$(1 + f)^{s\check{c}} = \frac{\sum_{i=1}^{15} h_{iz,i}^{ST}}{H_{iz}^{s\check{c}}} = \frac{636,6}{607,7} = 1,0477 \quad (3.183)$$

kde $i [-]$ je číslo stupně.

Jelikož prochází každým kuželem jiný hmotnostní průtok páry, tak musí být výkon vypočítán zvlášť pro jednotlivé kužely.

Nejprve vnitřní práce jednotlivých kuželů:

$$a_{i,I} = i_{0,c}^{1.st} - i_{2',c}^{7.st} = 3\,270,0 - 3\,071,6 = 198,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.184)$$

$$a_{i,II} = i_{0,c}^{8.st} - i_{2',c}^{13.st} = 3\,071,6 - 2\,844,3 = 227,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.185)$$

$$a_{i,III} = i_{0,c}^{14.st} - i_{2',c}^{15.st} = 2\,844,3 - 2\,747,6 = 96,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.186)$$

Vnitřní výkon jednotlivých kuželů:

$$P_{i,I} = \dot{M}_I \cdot a_{i,I} = 9,846 \cdot 198,4 = 1\,953,1 \text{ kW} \quad (3.187)$$

$$P_{i,II} = \dot{M}_{II} \cdot a_{i,II} = 10,134 \cdot 227,3 = 2\,303,4 \text{ kW} \quad (3.188)$$

$$P_{i,III} = \dot{M}_{III} \cdot a_{i,III} = 9,663 \cdot 96,8 = 935,0 \text{ kW} \quad (3.189)$$

Vnitřní výkon celé stupňové části:

$$P_i^{s\check{c}} = P_{i,I} + P_{i,II} + P_{i,III} \quad (3.190)$$

$$P_i^{s\check{c}} = 1\,953,1 + 2\,303,4 + 935,0 = 5\,191,6 \text{ kW}$$

3.5 Propojení stupňové části s dalšími částmi výpočtu

Detailní výpočet stupňové části je propojen s výpočtem tepelného schématu, regulačního stupně a vyrovnávacího pístu.

3.5.1 Propojení s výpočtem tepelného schématu

Do výpočtu tepelného schématu vstupují ze stupňové části hodnoty, které byly původně odhadnuty.

Ve vztahu (1.17) pro výpočet tlakové ztráty ve výstupním hrdle je nahrazena odhadovaná rychlost c_3 absolutní rychlostí c_2 ze stupně číslo 15.

$$\Delta p_{z,E-3} = \lambda \cdot \left(\frac{c_2^{15.st}}{100} \right)^2 \cdot p_3 = 0,045 \cdot \left(\frac{84,11}{100} \right)^2 \cdot 3,132 = 0,100 \text{ bar} \quad (3.191)$$

Vztah (1.22), ve kterém je vypočtena entalpie na konci expanze v turbíně na základě odhadu účinnosti, nahrazuje entalpie na výstupu ze stupně číslo 15.

$$i_E = i_2'^{15.st} = 2\,744,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.192)$$

To samé platí pro vztah (1.40) s entalpií páry v neregulovaném odběru. Zde vypočtenou entalpii nahrazuje entalpie na výstupu ze stupně číslo 13.

$$i_{2,1} = i_2'^{13.st} = 2\,842,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.193)$$

Do odběru odchází pára i o jiném tlaku, než bylo původně navrženo. To nahrazuje vztah (1.38).

$$p_{2,1} = p_2'^{13.st} = 5,723 \text{ bar} \quad (3.194)$$

3.5.2 Propojení s regulačním stupněm

Na vstupu do prvního stupně musí být stejný tlak a celková entalpie páry jako na výstupu z regulačního stupně. Stejně celkové entalpie je docíleno tak, že se mění hodnota entalpie na výstupu z posledního stupně, dokud není podmínka splněna. V případě tlaku se přepočítá rychlostní poměr (u/c_{iz}).

Entalpie za regulačním stupněm (RS) při izoentropické expanzi ve stupni:

$$i_{2,iz}^{RS} = f(p_0^{1.st}; s_0^{RS}) = 3\,224,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.195)$$

Rychlostní poměr (u/c_{iz}) pro vztah (2.4):

$$\left(\frac{u}{c_{iz}} \right) = \frac{u}{\sqrt{2 \cdot (i_0 - i_{2,iz}) + c_0^2}} \quad (3.196)$$

$$\left(\frac{u}{c_{iz}} \right) = \frac{235,62}{\sqrt{2\,000 \cdot (3\,369,7 - 3\,224,5) + 25^2}} = 0,4368$$

Všechny veličiny v tomto vztahu se vztahují k RS.

3.5.3 Propojení s vyrovnávacím pístem a ucpávkami

Zavedení páry do vyrovnávacího pístu (VP) znamená pokles hmotnostního průtoku páry v následujících kuželech a opětovný nárůst v kuželech, před kterými je pára z VP znovu zavedena. Samotný návrh a výpočet vyrovnacího pístu a ucpávek je popsán až v kapitole 4.

Hmotnostní průtok páry v kuželech před zavedením páry z VP:

$$\dot{M} = \dot{M}_{RS} - \dot{M}_{VP} = 10,230 - 0,384 = 9,846 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.197)$$

kde $\dot{M}_{RS} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$ je hmotnostní průtok páry regulačním stupněm,

$\dot{M}_{VP} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$ je hmotnostní průtok páry vyrovnávacím pístem.

Hmotnostní průtok páry v kuželech po zavedení páry z VP:

$$\dot{M} = \dot{M}_{RS} - \dot{M}_{A1} = 10,230 - 0,096 = 10,134 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.198)$$

kde $\dot{M}_{A1} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$ je hmotnostní průtok páry ucpávkou A1.

Zavedením páry z VP dojde také ke změně entalpie páry před stupněm. Jelikož se stupně počítají od konce, tak se změnění entalpie páry na výstupu ze stupně, který se nachází před zavedením páry z VP.

$$i_{2'}^{7,st} = \frac{\dot{M}^{8,st} \cdot i_0^{8,st} - (\dot{M}_{VP} - \dot{M}_{A1}) \cdot i_{VP}}{\dot{M}^{7,st}} \quad (3.199)$$

$$i_{2'}^{7,st} = \frac{10,134 \cdot 3\,070,3 - (0,384 - 0,096) \cdot 3\,265,6}{9,846} = 3\,064,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

kde $i_{VP} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$ je entalpie páry ve vyrovnávacím pístu, viz vztah (4.8).

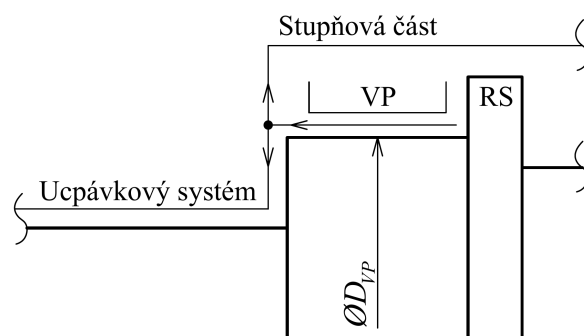
4 Vyrovnávací píst, axiální síla a ucpávkový systém

Nevýhodou reakčního typu lopatkování je, že rozdílem tlaků před a za řadou rotorových lopatek vzniká relativně velká axiální síla. Celková axiální síla na rotor turbíny pak dosahuje takových hodnot, že by se nedala zachytit pouze axiálním ložiskem. Tato skutečnost je v navržené turbíně řešena použitím vyrovnávacího pístu, který vyvolává axiální sílu působící opačným směrem.

Ucpávky slouží k těsnění mezi statorovými a rotorovými částmi turbíny. Vzhledem k parametřům páry, vysokým otáčkám a požadavku na dlouhou životnost parních turbín se nejčastěji k těsnění používají bezdotykové labyrintové ucpávky. Labyrintová ucpávka se používá i u vyrovnávacího pístu, kde snižuje tlak páry a propouští relativně malý hmotnostní průtok.

4.1 Ucpávka vyrovnávacího pístu

Do vyrovnávacího pístu vstupuje část páry z regulačního stupně. Po průchodu ucpávkou vyrovnávacího pístu se část páry zavede do stupňové části a část pokračuje do ucpávkového systému.



Obrázek 4.1: Schéma ucpávky vyrovnávacího pístu

Kompletní schéma ucpávkového systému a zavedení páry do stupňové části je na obrázku 4.5 v podkapitole 4.3.

Výpočet ucpávky vyrovnávacího pístu i ostatních ucpávek je proveden podle postupu v literatuře [3].

Volba průměru vyrovnávacího pístu:

$$D_{VP} = 345 \text{ mm} \quad (4.1)$$

Průměr VP je vhodně volen tak, aby se výsledná axiální síla na rotor turbíny dala zachytit zvoleným axiálním ložiskem.

Radiální vůle mezi břity ucpávky a statorem:

$$\delta = B \cdot \frac{D_{VP}}{1\,000} + 0,25 = 0,85 \cdot \frac{345}{1\,000} + 0,25 = 0,5 \text{ mm} \quad (4.2)$$

kde $B [-]$ je konstanta materiálu,

feritická ocel – $B = 0,85$; austenitická ocel – $B = 1,35$.

Volba šířky břitu:

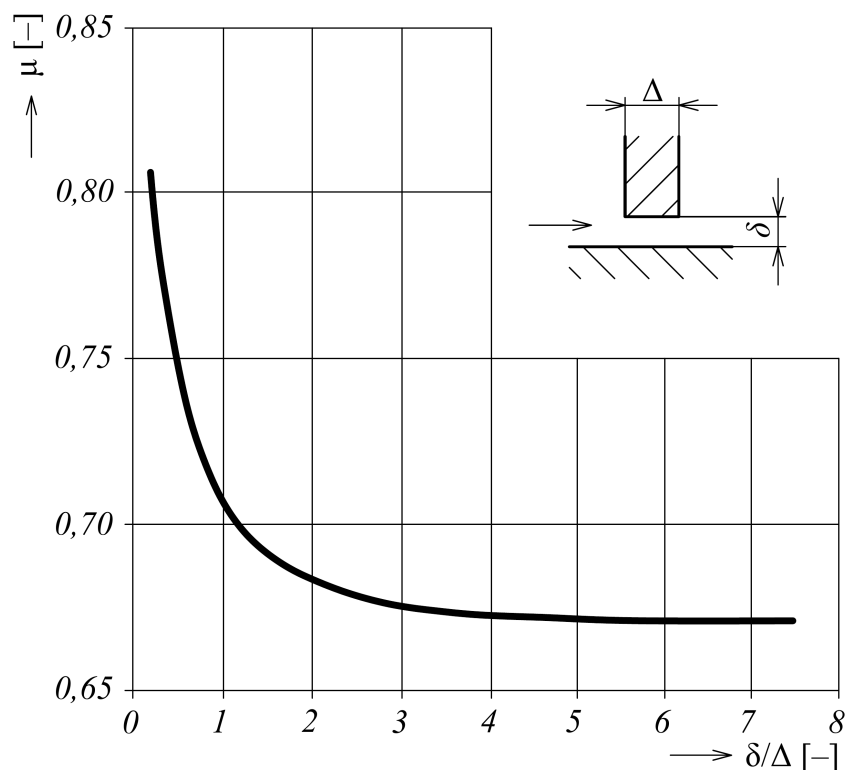
$$\Delta = 0,3 \text{ mm} \quad (4.3)$$

Poměr radiální vůle k šířce břitu:

$$\frac{\delta}{\Delta} = \frac{0,5}{0,3} = 1,667 \quad (4.4)$$

Průtokový součinitel ucpávky odečtený z obrázku 4.2:

$$\mu = f\left(\frac{\delta}{\Delta}\right) = 0,68 \quad (4.5)$$



Obrázek 4.2: Průtokový součinitel labyrintových ucpávek, zpracováno dle [3]

Průtočný průřez ucpávky:

$$S_{ucp} = \pi \cdot D_{VP} \cdot \delta = \pi \cdot 0,3450 \cdot 0,0005 = 5,419 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (4.6)$$

Tlak, entalpie a měrný objem na vstupu do vyrovnávacího pístu:

$$p_1 = p_2^{RS} = 44,579 \text{ bar} \quad (4.7)$$

$$i_1 = i_5^{RS} = 3\,265,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.8)$$

$$v_1 = v_5^{RS} = 0,06846 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.9)$$

Tlak na výstupu z vyrovnávacího pístu je roven tlaku za stupněm, za který je pára z vyrovnávacího pístu zavedena.

$$p_2 = p_2^{7.st} = 18,189 \text{ bar} \quad (4.10)$$

Tlakový poměr:

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{18,189}{44,579} = 0,408 \quad (4.11)$$

Kritický tlakový poměr:

$$\pi_{kr} = \frac{0,82}{\sqrt{Z + 1,25}} = \frac{0,82}{\sqrt{50 + 1,25}} = 0,115 \quad (4.12)$$

kde $Z [-]$ je počet břitů ucpávky, zvoleno 50.

Výpočet hmotnostního průtoku páry ucpávkami se liší podle toho, jestli dochází nebo nedochází ke kritickému proudění.

$$\dot{M} = \begin{cases} \mu \cdot S_{ucp} \cdot \sqrt{\frac{1}{Z + 1,25} \cdot \frac{p_1}{v_1}}, & \pi \leq \pi_{kr} \\ \mu \cdot S_{ucp} \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 \cdot v_1 \cdot Z}}, & \pi > \pi_{kr} \end{cases} \quad (4.13)$$

Hmotnostní průtok páry ucpávkou vyrovnávacího pístu:

$$\dot{M}_{VP} = \mu \cdot S_{ucp} \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 \cdot v_1 \cdot Z}} \quad (4.14)$$

$$\dot{M}_{VP} = 0,68 \cdot 5,419 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{(44,579 \cdot 10^5)^2 - (18,189 \cdot 10^5)^2}{44,579 \cdot 10^5 \cdot 0,06846 \cdot 50}} = 0,384 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

- Axiální síla působící na břity ucpávky

Působením páry na břity ucpávky vzniká další axiální síla na rotor turbíny. Velikost této síly je třeba stanovit, aby mohla být zohledněna v následující podkapitole.

Axiální síla působící na břity ucpávky vyrovnávacího pístu:

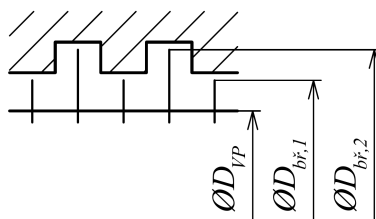
$$F_{ucp} = \frac{\pi}{8} \cdot (D_{bř,1}^2 + D_{bř,2}^2 - 2 \cdot D_{VP}^2) \cdot (p_1 - p_2) \quad (4.15)$$

$$F_{ucp} = \frac{\pi}{8} \cdot (0,3495^2 + 0,3535^2 - 2 \cdot 0,3450^2) \cdot (44,579 - 18,189) \cdot 10^5$$

$$F_{ucp} = 9\,391,9 \text{ N}$$

kde $D_{bř,1}$ [m] je vnější průměr kratšího břitu,

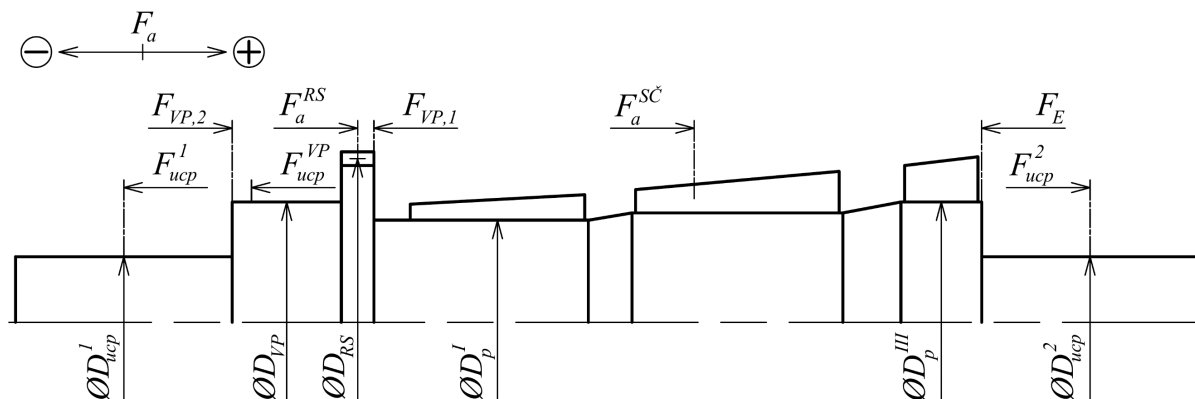
$D_{bř,2}$ [m] je vnější průměr delšího břitu.



Obrázek 4.3: Rozměry ucpávky pro výpočet axiální síly

4.2 Axiální síla působící na rotor turbíny

Na rotor turbíny působí axiální síly od regulačního stupně, stupňové části, vyrovnávacího pístu, od páry za posledním stupněm turbíny a od ucpávek.



Obrázek 4.4: Axiální síly působící na rotor turbíny

Velikost axiální síly od regulačního stupně vypočtena ve vztahu (2.109):

$$|F_a^{RS}| = 1\,319,6\,N \quad (4.16)$$

Velikost axiální síly od všech stupňů stupňové části:

$$|F_a^{SČ}| = \sum_{i=1}^{15} F_a^{i.st} = 69\,370,6\,N \quad (4.17)$$

kde $F_a^{i.st}$ [N] je vypočteno podle vztahu (3.167).

Velikost axiální síly od vyrovnávacího pístu:

$$|F_{VP,1}| = \frac{\pi \cdot (D_{VP}^2 - (D_p^I)^2)}{4} \cdot p_1^{VP} \quad (4.18)$$

$$|F_{VP,1}| = \frac{\pi \cdot (0,3450^2 - 0,2800^2)}{4} \cdot 44,579 \cdot 10^5 = 142\,237,2\,N$$

$$|F_{VP,2}| = \frac{\pi \cdot (D_{VP}^2 - (D_{ucp}^I)^2)}{4} \cdot p_2^{VP} \quad (4.19)$$

$$|F_{VP,2}| = \frac{\pi \cdot (0,3450^2 - 0,1700^2)}{4} \cdot 18,189 \cdot 10^5 = 128\,745,7\,N$$

Velikost axiální síly od páry za posledním stupněm:

$$|F_E| = \frac{\pi \cdot ((D_p^{III})^2 - (D_{ucp}^2)^2)}{4} \cdot p_2^{15.st} \quad (4.20)$$

$$|F_E| = \frac{\pi \cdot (0,3300^2 - 0,1700^2)}{4} \cdot 3,232 \cdot 10^5 = 20\,305,5\,N$$

Velikost axiální síly od ucpávky vyrovnávacího pístu vypočtena ve vztahu (4.15):

$$|F_{ucp}^{VP}| = 9\,391,9\,N \quad (4.21)$$

Velikost axiální síly od systému předních a zadních ucpávek se skládá ze sil od jednotlivých ucpávek v těchto systémech. Ty byly vypočteny stejným způsobem jako v případě ucpávky vyrovnávacího pístu. Dílčí výsledky jsou uvedeny v tabulce 4.1 v následující podkapitole.

Velikost axiální síly od systému předních ucpávek:

$$|F_{ucp}^1| = |F_{ucp}^{A1}| + |F_{ucp}^{B1}| - |F_{ucp}^{C1}| = 3\,003,6 + 95,4 - 5,4 = 3\,093,6\,N \quad (4.22)$$

Velikost axiální síly od systému zadních ucpávek:

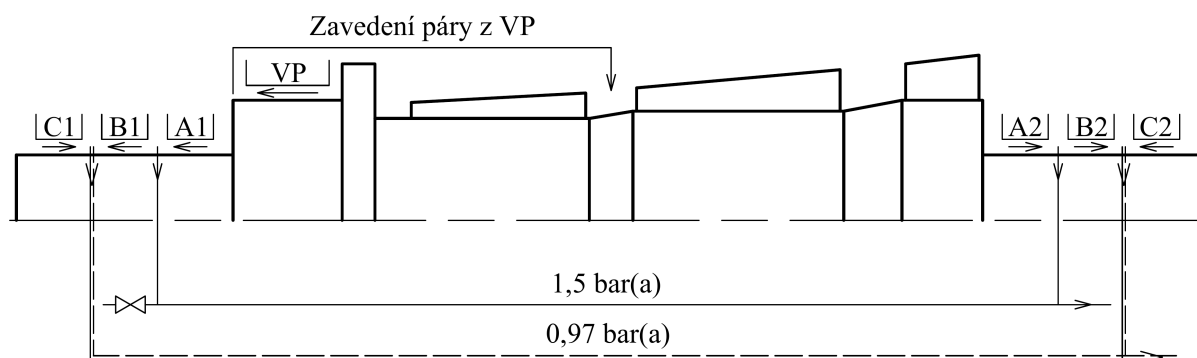
$$|F_{ucp}^2| = |F_{ucp}^{A2}| + |F_{ucp}^{B2}| - |F_{ucp}^{C2}| = 311,7 + 95,4 - 5,4 = 401,7 \text{ N} \quad (4.23)$$

Výsledná axiální síla působící na rotor turbíny:

$$\begin{aligned} F_a &= -|F_{ucp}^1| + |F_{VP,2}| - |F_{ucp}^{VP}| + |F_a^{RS}| - |F_{VP,1}| + |F_a^{SČ}| - |F_E| + |F_{ucp}^2| \\ F_a &= -3\,093,6 + 128\,745,7 - 9\,391,9 + 1\,319,6 - 142\,237,2 + 69\,370,6 - \\ &\quad -20\,305,5 + 401,7 = 24\,809,4 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.24)$$

4.3 Ucpávkový systém

Do ucpávky A1 vstupuje část páry z vyrovnávacího pístu. Po průchodu ucpávkou A1 vstupuje větší část páry do větve A, kde je udržován tlak 1,5 bar(a). Zbytek páry odchází do ucpávky B1. Za ucpávkou B1 je větev B, ve které je udržován mírný podtlak 0,97 bar(a). Tím zároveň dochází k nasávání vzduchu ze strojovny přes ucpávku C1. Jelikož se jedná o protitlakovou turbínu, tak systém zadních ucpávek A2, B2 a C2 je zapojen stejně s tím, že do ucpávky A2 odchází část páry vystupující z posledního stupně.



Obrázek 4.5: Ucpávkový systém a zavedení páry z vyrovnávacího pístu do lopatkování

Postup výpočtu ucpávek je shodný s výpočtem ucpávky vyrovnávacího pístu. Nejprve se však musí určit měrné objemy páry vstupující a vystupující z ucpávek, které jsou potřebné pro výpočet hmotnostního průtoku páry ucpávkami.

Škrceň, ke kterému dochází v ucpávkách, je izoentaltický děj. Ze známého tlaku a entalpie mezi jednotlivými ucpávkami lze pak určit měrné objemy páry.

Entalpie páry na vstupu do ucpávek A1 a B1:

$$i_1^{A1} = i_1^{B1} = i_1^{VP} = 3\,265,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.25)$$

Entalpie páry na vstupu do ucpávek A2 a B2:

$$i_1^{A2} = i_1^{B2} = i_2^{15.st} = 2\,744,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.26)$$

Měrný objem páry na vstupu do ucpávek:

$$v_1 = f(p_1; i_1) [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (4.27)$$

Měrný objem vzduchu vstupujícího do ucpávek C1 a C2 se určí z hustoty vzduchu. Ta byla stanovena ze vztahů uvedených v literatuře [7] pro vzduch o teplotě 25 °C, relativní vlhkosti 50 % a tlaku 1 bar.

Nejprve tlak syté vodní páry:

$$p_D'' = \exp\left(23,58 - \frac{4\,044,6}{235,6 + t_{vzd}}\right) \quad (4.28)$$

$$p_D'' = \exp\left(23,58 - \frac{4\,044,6}{235,6 + 25}\right) = 3\,164,2 \text{ Pa}$$

Hustota vzduchu:

$$\rho_{vzd} = \frac{p_{vzd} - 0,378 \cdot \varphi_{vzd} \cdot p_D''}{287 \cdot (t_{vzd} + 273,15)} \quad (4.29)$$

$$\rho_{vzd} = \frac{1 \cdot 10^5 - 0,378 \cdot 0,5 \cdot 3\,164,2}{287 \cdot (25 + 273,15)} = 1,1617 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Měrný objem vzduchu na vstupu do ucpávek C1 a C2:

$$v_1^{C1} = v_1^{C2} = \frac{1}{\rho_{vzd}} = \frac{1}{1,1617} = 0,8608 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.30)$$

Postup výpočtu ucpávek je dále již stejný jako při výpočtu ucpávky vyrovnávacího pístu. Dílčí výsledky jsou uvedeny v následující tabulce.

Tabulka 4.1: Výsledky výpočtu ucpávkového systému

Veličina	Jednotka	A1	B1	C1	A2	B2	C2
D_{ucp}	mm	170	170	170	170	170	170
B	—	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
δ	mm	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Δ	mm	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
δ/Δ	—	1,333	1,333	1,333	1,333	1,333	1,333
μ	—	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69
S_{ucp}	mm ²	213,63	213,63	213,63	213,63	213,63	213,63
p_1	bar(a)	18,189	1,500	1,000	3,232	1,500	1,000
v_1	m ³ · kg ⁻¹	0,1685	2,0489	0,8608	0,5762	1,2398	0,8608
p_2	bar(a)	1,500	0,970	0,970	1,500	0,970	0,970
Z	—	24	12	6	16	8	6
π	—	0,082	0,647	0,970	0,464	0,647	0,970
π_{kr}	—	0,163	0,225	0,305	0,197	0,270	0,305
\dot{M}_{ucp}	kg · s ⁻¹	0,096	0,009	0,005	0,024	0,014	0,005
$D_{bř,1}$	mm	174,6	174,6	174,6	174,6	174,6	174,6
$D_{bř,2}$	mm	178,6	178,6	178,6	178,6	178,6	178,6
F_{ucp}	N	3 003,6	95,4	5,4	311,7	95,4	5,4

Pára odcházející větví A a větví B je brána tak, že opouští oběh. Tento hmotnostní průtok je nahrazen doplněním vody do napájecí nádrže.

Hmotnostní průtok a entalpie doplňované vody do oběhu:

$$\dot{M}_{dopl} = \dot{M}_{ucp}^{A1} + \dot{M}_{ucp}^{A2} = 0,096 + 0,024 = 0,121 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.31)$$

$$i_{dopl} = 167,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.32)$$

Hmotnostní bilance napájecí nádrže nahrazující vztah (1.49) ve výpočtu tepelného schématu:

$$\dot{M}_6 = \dot{M}_5 + \dot{M}_{2.2} + \dot{M}_{dopl} \quad (4.33)$$

Energetická bilance napájecí nádrže nahrazující vztah (1.48):

$$\dot{M}_5 \cdot i_5 + \dot{M}_{2.2} \cdot i_{2.2} + \dot{M}_{dopl} \cdot i_{dopl} = \dot{M}_6 \cdot i_6 \quad (4.34)$$

Hmotnostní průtok topné páry v neregulovaném odběru vycházející z předchozích dvou vztahů a nahrazující vztah (1.50):

$$\dot{M}_{2.2} = \frac{\dot{M}_5 \cdot (i_6 - i_5) + \dot{M}_{dopl} \cdot (i_6 - i_{dopl})}{i_{2.2} - i_6} \quad (4.35)$$

$$\dot{M}_{2.2} = \frac{9,638 \cdot (567,8 - 461,7) + 0,121 \cdot (567,8 - 167,8)}{2\,842,1 - 567,8} = 0,471 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Nyní je možné dopočítat hodnotu hmotnostního průtoku syté kapaliny odcházející z napájecí nádrže:

$$\dot{M}_6 = \dot{M}_5 + \dot{M}_{2.2} + \dot{M}_{dopl} = 9,638 + 0,471 + 0,121 = 10,230 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.36)$$

5 Ložiska

Turbína má jedno axiální kluzné ložisko a dvě radiální kluzná ložiska. Axiální síla působící na rotor turbíny, kterou musí zachytit axiální ložisko, již byla spočítána v podkapitole 4.2. Síly působící na radiální ložiska budou vypočítány v této kapitole. Dále zde budou stanoveny mechanické ztráty turbíny, jež vznikají právě v ložiskách. Postup výpočtu mechanických ztrát v ložiskách je proveden podle literatury [6].

5.1 Axiální ložisko

Jako axiální ložisko bylo vybráno osmi-segmentové ložisko KingCole-8-159 z katalogu [8] od výrobce Kingsbury. Parametry zvoleného ložiska popisuje následující tabulka.

Tabulka 5.1: Parametry ložiska KingCole-8-159 [8]

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr segmentu	D_A	176,0	mm
Vnitřní průměr segmentu	D_B	95,3	mm
Opěrná plocha	S_a	12 859	mm ²
Axiální vůle mezi kotoučem a segmentem	s_a	0,3	mm
Maximální zatížení při otáčkách 10 000 min ⁻¹	$F_{a,max}$	46	kN

Porovnání axiální síly působící na rotor turbíny a maximálního zatížení axiálního ložiska:

$$F_a = 24,809 \text{ kN} \quad (5.1)$$

$$F_{a,max} = 46 \text{ kN} \quad (5.2)$$

$$F_a < F_{a,max} \quad (5.3)$$

5.1.1 Mechanická ztráta v axiálním ložisku

Mechanická ztráta v axiálním ložisku vzniká na zatížené a na nezatížené straně.

Střední průměr segmentu:

$$D_s = \frac{D_A + D_B}{2} = \frac{176,0 + 95,3}{2} = 135,65 \text{ mm} \quad (5.4)$$

Mechanická ztráta na zatížené straně:

$$P_{z,a1} = 1,086 \cdot 10^{-5} \cdot (D_s \cdot n)^{1,5} \cdot \sqrt{2 \cdot F_a \cdot \sqrt{S_a}} \quad (5.5)$$

$$P_{z,a1} = 1,086 \cdot 10^{-5} \cdot (0,13565 \cdot 10\,000)^{1,5} \cdot \sqrt{2 \cdot 24\,809 \cdot \sqrt{12\,859 \cdot 10^{-6}}}$$

$$P_{z,a1} = 40,70 \text{ kW}$$

Mechanická ztráta na nezatížené straně:

$$P_{z,a2} = 6,17 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{S_a \cdot D_s^2 \cdot n^2}{s_a} \quad (5.6)$$

$$P_{z,a2} = 6,17 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{12\,859 \cdot 10^{-6} \cdot 0,13565^2 \cdot 10\,000^2}{0,0003} = 4,87 \text{ kW}$$

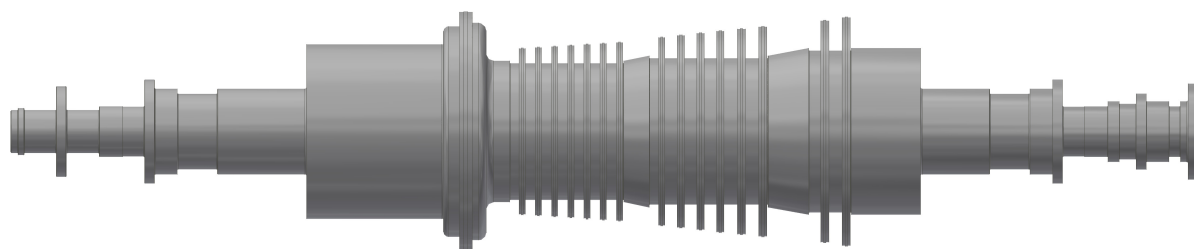
Mechanická ztráta axiálního ložiska:

$$P_{z,a} = P_{z,a1} + P_{z,a2} = 40,70 + 4,87 = 45,57 \text{ kW} \quad (5.7)$$

5.2 Radiální ložiska

Radiální ložiska zachytávají síly způsobené tíhovou silou od rotoru. K určení těchto sil je potřeba stanovit hmotnosti a souřadnice těžišť jednotlivých úseků rotoru. K nim potom vytvořit rovnici silové a momentové rovnováhy.

Hmotnosti a souřadnice těžišť jednotlivých úseků rotoru byly zjištěny pomocí jejich vymodelování v programu Autodesk Inventor Professional 2018. V Inventoru lze zadat jako materiál ocel s hustotou $7\,850\text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ a program pak určí hmotnost součásti a polohu jejího těžiště.



Obrázek 5.1: Model rotoru vytvořený v programu Inventor

Při vytváření modelu rotoru by bylo náročné modelovat skutečné tvary lopatek. Proto byla každá rotorová řada lopatek nahrazena částečnou rotací obdélníku o stejné šířce a výšce jako je šířka a výška lopatek v řadě. Rotace byla provedena o takový úhel, aby byl objem vzniklého tělesa roven objemu lopatek v řadě. Stanovení úhlu rotace pro i -tý stupeň je popsáno níže.

Objem rotorových lopatek i -tého stupně:

$$V_{lop}^i = Z_R^i \cdot S^i \cdot l_2^i [\text{mm}^3] \quad (5.8)$$

kde $Z_R^i [-]$ je počet rotorových lopatek i – tého stupně,

$S^i [\text{mm}^2]$ je průřez zvoleného profilu i – tého stupně,

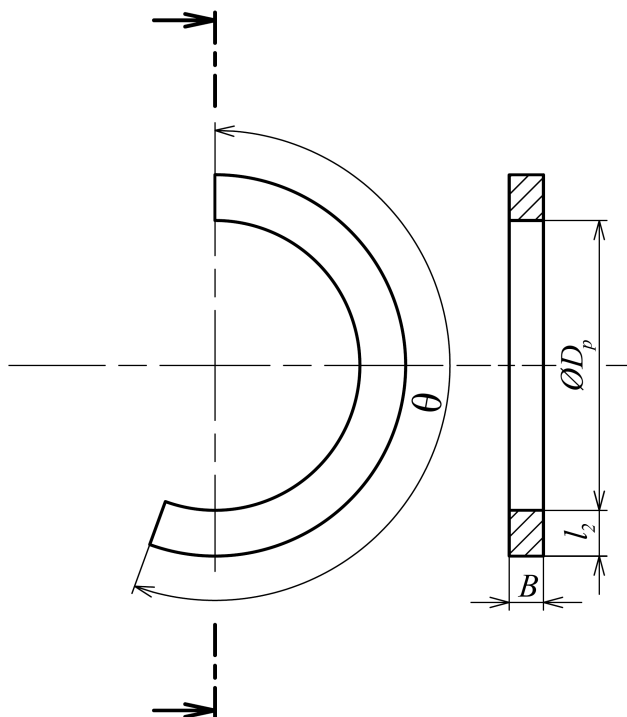
$l_2^i [\text{mm}]$ je délka rotorové lopatky i – tého stupně.

Objem tělesa i -tého stupně vzniklého rotací obdélníku o 360° (určený Inventorem):

$$V_{inv}^i [\text{mm}^3] \quad (5.9)$$

Úhel rotace obdélníku, kterým vznikne těleso s ekvivalentním objemem jako mají rotorové lopatky i -tého stupně:

$$\theta^i = 360 \cdot \frac{V_{lop}^i}{V_{inv}^i} [^\circ] \quad (5.10)$$



Obrázek 5.2: Rotace obdélníku nahrazující modelování lopatek

Hmotnosti a polohy těžišť jednotlivých úseků rotoru získané v Inventoru jsou v následující tabulce. Poloha těžiště je vždy uvedena jako vzdálenost od vertikální osy předního radiálního ložiska, viz obrázek 5.3.

Tabulka 5.2: Hmotnosti a polohy těžiště úseků rotoru turbíny

Označení	Hodnota	Jednotka
m_1	13,90	kg
m_2	908,65	kg
m_3	22,26	kg
$x_{př-1}$	109,36	mm
$x_{př-2}$	948,20	mm
$x_{př-3}$	2 043,35	mm
$x_{př-zad}$	1 909,50	mm

Velikost tíhové síly dílčích úseků turbíny:

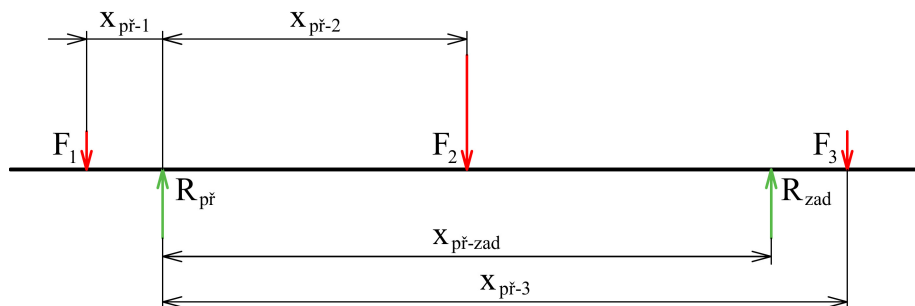
$$F_1 = m_1 \cdot g = 13,90 \cdot 9,81 = 136,4 \text{ N} \quad (5.11)$$

$$F_2 = m_2 \cdot g = 908,65 \cdot 9,81 = 8\,913,9 \text{ N} \quad (5.12)$$

$$F_3 = m_3 \cdot g = 22,26 \cdot 9,81 = 218,4 \text{ N} \quad (5.13)$$

kde $g [m \cdot s^{-2}]$ je tíhové zrychlení.

Nyní je již možné pomocí rovnic momentové a silové rovnováhy spočítat reakci radiálních ložisek.



Obrázek 5.3: Schéma radiálních sil působících na rotor a reakce v radiálních ložiskách

Rovnice momentové rovnováhy k přednímu ložisku:

$$F_1 \cdot x_{př-1} - F_2 \cdot x_{př-2} - F_3 \cdot x_{př-3} + R_{zad} \cdot x_{př-zad} = 0 \quad (5.14)$$

$$R_{zad} = \frac{F_2 \cdot x_{př-2} + F_3 \cdot x_{př-3} - F_1 \cdot x_{př-1}}{x_{př-zad}} \quad (5.15)$$

$$R_{zad} = \frac{8\,913,9 \cdot 948,20 + 218,4 \cdot 2\,043,35 - 136,4 \cdot 109,36}{1\,909,50} = 4\,652,2 \text{ N}$$

kde $R_{zad} [N]$ je reakce v zadním radiálním ložisku.

Rovnice silové rovnováhy pro rotor (v radiálním směru):

$$F_1 + F_2 + F_3 - R_{př} - R_{zad} = 0 \quad (5.16)$$

$$R_{př} = F_1 + F_2 + F_3 - R_{zad} \quad (5.17)$$

$$R_{př} = 136,4 + 8\,913,9 + 218,4 - 4\,652,2 = 4\,616,4 \text{ N}$$

kde $R_{př} [N]$ je reakce v předním radiálním ložisku.

Na základě velikostí vypočtených reakcí v ložiskách byla vybrána ložiska z katalogu [9] od výrobce Kingsbury. Ložiska charakterizuje průměr hřídele a poměr délky nosné pánve ku průměru hřídele. Zvolená ložiska mají průměr hřídele 100 mm a zmíněný poměr činí 0,7. Maximální povolená velikost reakce v ložisku odečtená z katalogu je pak 13 267 N.

5.2.1 Mechanické ztráty v radiálních ložiskách

Mechanická ztráta v předním radiálním ložisku:

$$P_{z,př} = 0,45 \cdot 10^{-5} \cdot D_{př}^2 \cdot n^{1,5} \cdot \sqrt{R_{př} \cdot \left(4 + \frac{L_{př}}{D_{př}}\right)} \quad (5.18)$$

$$P_{z,př} = 0,45 \cdot 10^{-5} \cdot 0,1^2 \cdot 10\,000^{1,5} \cdot \sqrt{4\,616,4 \cdot (4 + 0,7)} = 6,63 \text{ kW}$$

kde $D_{př} [m]$ je průměr hřídele předního ložiska,

$L_{př} [m]$ je délka nosné pánve předního ložiska.

Mechanická ztráta v zadním radiálním ložisku:

$$P_{z,zad} = 0,45 \cdot 10^{-5} \cdot D_{zad}^2 \cdot n^{1,5} \cdot \sqrt{R_{zad} \cdot \left(4 + \frac{L_{zad}}{D_{zad}}\right)} \quad (5.19)$$

$$P_{z,zad} = 0,45 \cdot 10^{-5} \cdot 0,1^2 \cdot 10\,000^{1,5} \cdot \sqrt{4\,652,2 \cdot (4 + 0,7)} = 6,65 \text{ kW}$$

6 Parametry turbíny

V této kapitole bude určena vnitřní a vnitřní termodynamická účinnost turbíny, reheat factor a vnitřní výkon. Dále zde bude spočítán svorkový výkon s ohledem na mechanické ztráty v ložiskách, účinnost převodovky a účinnost generátoru. Nakonec bude v i - s diagramu zobrazen průběh expanze z vypočtených stavů páry mezi stupni.

Entalpie při izoentropické expanzi v turbíně:

$$i_{2,iz}^T = f(p_2^{15.st}; s_0^{RS}) = 2\,635,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.1)$$

Vnitřní práce při izoentropické expanzi v turbíně:

$$a_{iz}^T = i_0^{RS} + \frac{(c_0^{RS})^2}{2} - i_{2,iz}^T \quad (6.2)$$

$$a_{iz}^T = 3\,369,7 + \frac{25^2}{2\,000} - 2\,635,1 = 734,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Vnitřní práce turbíny:

$$a_i^T = i_0^{RS} + \frac{(c_0^{RS})^2}{2} - i_{2',c}^{15.st} \quad (6.3)$$

$$a_i^T = 3\,369,7 + \frac{25^2}{2\,000} - 2\,747,6 = 622,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Vnitřní termodynamická účinnost turbíny:

$$\eta_{tdi}^T = \frac{a_i^T}{a_{iz}^T} = \frac{622,4}{734,9} = 0,8469 \quad (6.4)$$

Izoentropický spád na turbínu:

$$H_{iz}^T = i_0^{RS} - i_{2,iz}^T = 3\,369,7 - 2\,635,1 = 734,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.5)$$

Součinitel zpětného využití ztrát turbíny (reheat factor):

$$(1+f)^T = \frac{h_{iz}^{RS} + \sum_{i=1}^{15} h_{iz,i}^{ST}}{H_{iz}^T} = \frac{781,8}{734,6} = 1,0643 \quad (6.6)$$

kde $i [-]$ je číslo stupně ve stupňové části.

Vnitřní výkon turbíny je dán součtem vnitřního výkonu regulačního stupně a vnitřního výkonu stupňové části, spočítaných ve vztazích (2.105) a (3.190).

$$P_i^T = P_i^{RS} + P_i^{SČ} = 1\,022,8 + 5\,191,6 = 6\,214,4 \text{ kW} \quad (6.7)$$

Mechanické ztráty turbíny se skládají ze ztrát v jednotlivých ložiskách vypočítaných ve vztazích (5.7), (5.18) a (5.19).

$$P_{z,mech} = P_{z,a} + P_{z,př} + P_{z,zad} = 45,57 + 6,63 + 6,65 = 58,85 \text{ kW} \quad (6.8)$$

Účinnosti převodovky a generátoru odečtené z diagramu v literatuře [6]:

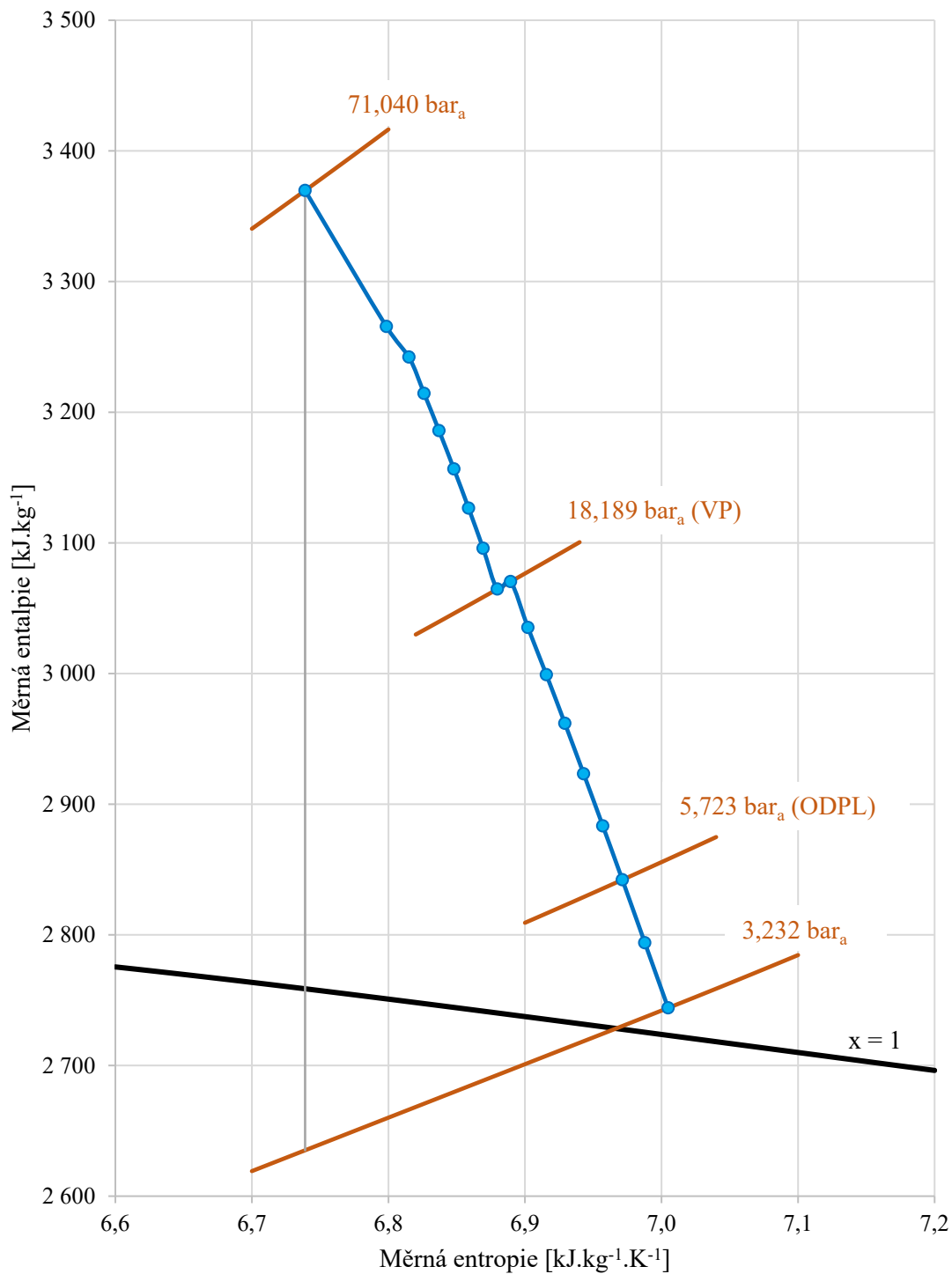
$$\eta_{př} = 0,982 \quad (6.9)$$

$$\eta_{gen} = 0,970 \quad (6.10)$$

Svorkový výkon turbíny:

$$P_{SV} = (P_i^T - P_{z,mech}) \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{gen} \quad (6.11)$$

$$P_{SV} = (6\,214,4 - 58,9) \cdot 0,982 \cdot 0,970 = 5\,863,4 \text{ kW}$$

Obrázek 6.1: Průběh expanze páry v i - s diagramu

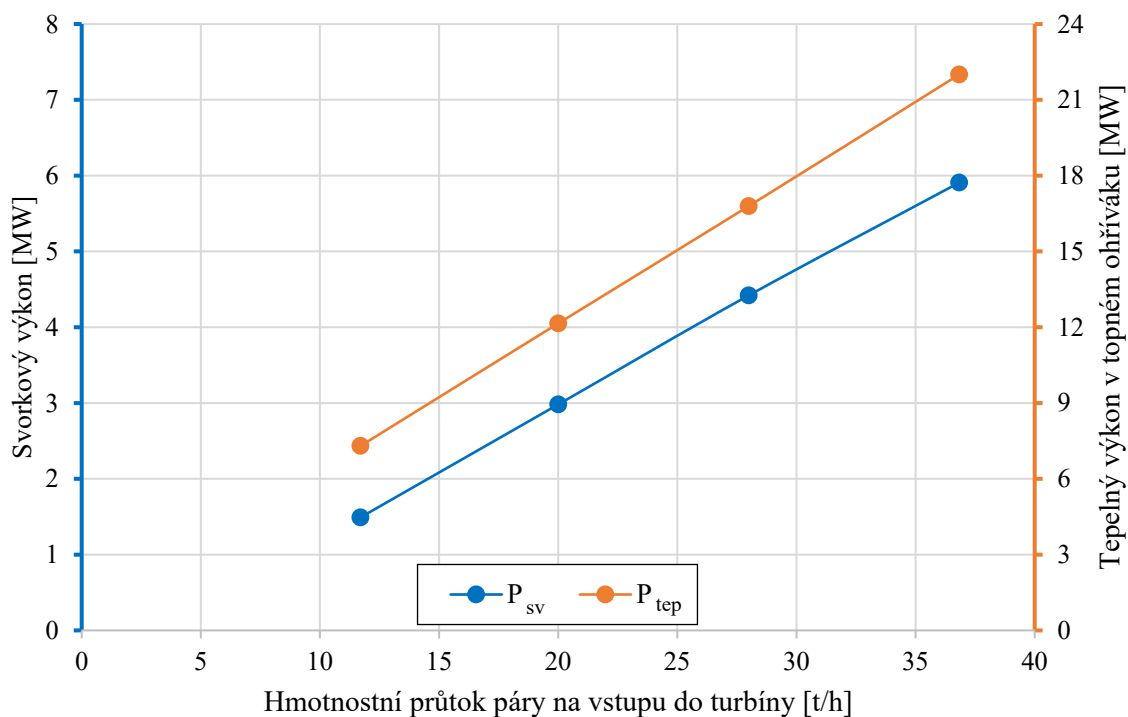
V i - s diagramu jsou vykresleny izobary pro vstup páry do regulačního stupně, výstup z lopatkování, zavedení vyrovnávacího pístu do lopatkování (VP) a pro odběr páry pro odplynění (ODPL).

7 Provozní charakteristika

Provozní charakteristika parní turbíny představuje závislost dosaženého výkonu na spotřebě páry. K vytvoření spotřební charakteristiky byl využit výpočtový model v programu Excel, který sloužil pro návrh a výpočet turbíny v nominálním bodě. V nominálním bodě je však zadán tepelný výkon, z něhož se dopočítá hmotnostní průtok páry na vstupu do turbíny. Proto musel být výpočet mírně modifikován tak, aby bylo možné hmotnostní průtok páry přímo zadat. Dále bylo dbáno na to, aby zůstala zachována kompletní geometrie turbíny vycházející z návrhu. To se týkalo zvláště regulačního stupně, u kterého je například výška dýzy a délka rotorové lopatky při návrhu výsledkem výpočtu.

Vytvořená provozní charakteristika je definována dvěma krajními body. První z nich je nominální bod, pro který byla turbína navržena na základě zadání. Druhý bod představuje minimální hmotnostní průtok páry, při kterém může být turbína provozována. Toto minimum je charakterizováno zpětným prouděním na poslední řadě lopatek a maximálním záporným ohybovým napětím o velikosti $-1,5 \text{ MPa}$ působícím na poslední řadu. Zpětné proudění je ve výpočtu detekováno tím, že vychází záporný izentropický spád na stupeň, resp. záporné tlakové číslo stupně. Mezi popsání dva krajní body jsou ještě vloženy další dva. Ty byly vytvořeny volbou hmotnostního průtoku páry v pásmu mezi nominálním a minimálním bodem.

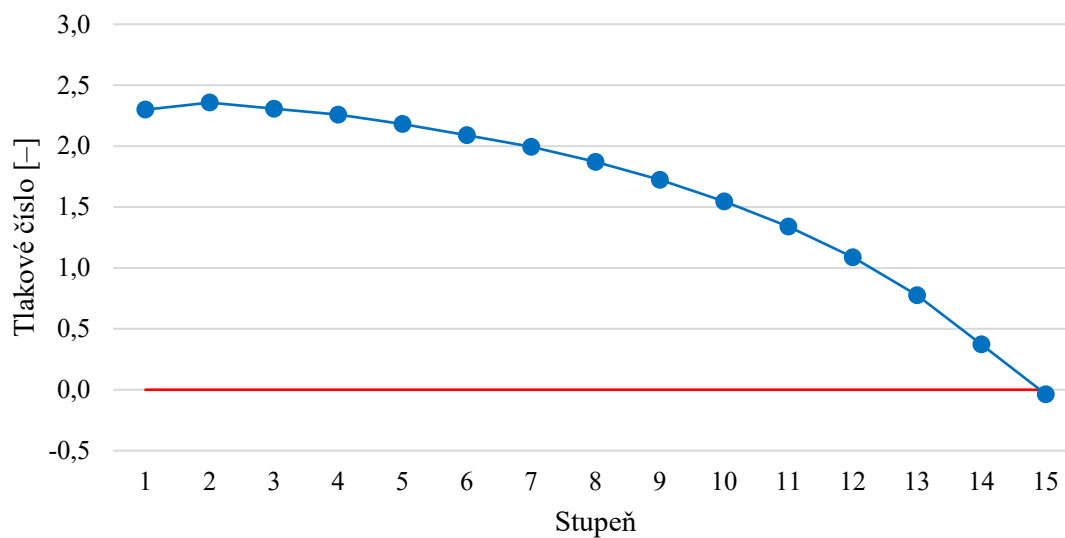
Poněvadž je turbína zadána požadovaným tepelným výkonem v topném ohříváku, nebyla vytvořena pouze závislost svorkového výkonu na hmotnostním průtoku páry, ale i tepelného výkonu na hmotnostním průtoku. Tepelný výkon byl ve všech bodech počítán za podmínky, že do topného ohříváku vstupuje horká voda o teplotě $100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ a vystupuje horká voda o teplotě $130 \text{ }^{\circ}\text{C}$, jako je uvedeno v zadání pro nominální bod. Tím pádem závisí tepelný výkon pouze na hmotnostním průtoku páry odcházející z turbíny do topného ohříváku. Při kondenzaci páry je uvažován nedohřev $5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ a podchlazení $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$, stejně jako bylo popsáno v kapitole 1.



Obrázek 7.1: Provozní charakteristika turbíny

Tabulka 7.1: Sledované parametry posledního stupně při minimálním hmotnostním průtoku

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Tlakové číslo	ψ^{ST}	-0,037	–
Ohybové napětí na rotor	σ_o^R	-1,43	MPa



Obrázek 7.2: Průběh tlakových čísel stupňů při minimálním hmotnostním průtoku

Tlaková číslo stupňů postupně klesá a na posledním stupni se již dostává do záporné oblasti, jak bylo stanoveno.

8 Optimalizace stupně reakce regulačního stupně

Jedním z cílů této práce je optimalizace stupně reakce regulačního stupně. Tato část byla zpracována ve spolupráci s firmou EKOL, spol. s r.o. Během samotné optimalizace byl použit výpočet regulačního stupně, který byl již popsán v kapitole 2.

Definice stupně reakce:

$$\rho = \frac{h_{iz}^R}{h_{iz}} [-] \quad (8.1)$$

kde $h_{iz} [kJ \cdot kg^{-1}]$ je izoentropický spád na regulační stupeň,

$h_{iz}^R [kJ \cdot kg^{-1}]$ je izoentropický spád na rotor regulačního stupně.

Stupeň reakce tedy udává, jaký podíl izoentropického spádu na stupeň zpracuje rotor (oběžná řada).

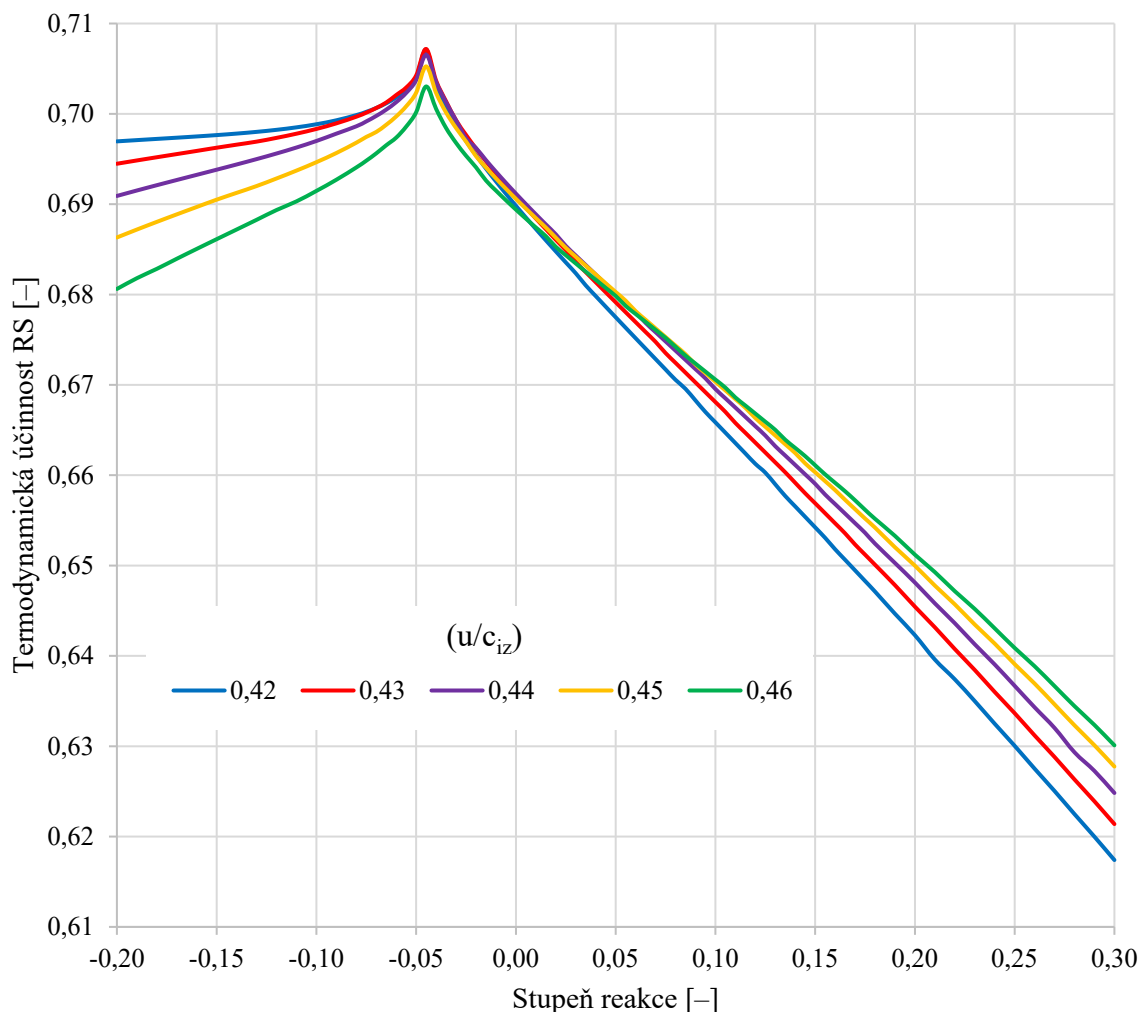
Postup optimalizace byl následující:

1. výpočet regulačního stupně pro hodnoty stupně reakce v rozsahu od $-0,2$ do $0,3$,
 - tento krok byl proveden pro 5 různých hodnot rychlostního poměru (u/c_{iz}),
2. vytvoření grafu závislosti vnitřní termodynamické účinnosti regulačního stupně na stupni reakce,
3. volba optimálního stupně reakce a rychlostního poměru podle získaných výsledků,
4. volba profilu rotorové lopatky na základě vypočteného výstupního úhlu proudu β_2 při optimální hodnotě stupně reakce a rychlostním poměru,
 - profil zvolen tak, aby vypočítaný úhel β_2 ležel v pásmu efektivních hodnot výstupního úhlu $\beta_{2,ef}$ pro daný profil, viz tabulka 8.1,
5. volba velikosti zvoleného profilu lopatky,
6. pevnostní kontrola na ohyb rotorové lopatky,
7. změna velikosti profilu na základě provedené pevnostní kontroly,
 - případná změna profilu, pokud zvolený profil pevnostně nevyhovuje ani při zvětšení velikosti.

Tabulka 8.1: Efektivní hodnoty výstupního úhlu podzvukových profilů rotorových lopatek

Profil	TR-1A	TR-2A	TR-3A	TR-4A	TR-5A
$\beta_{2,ef} [^\circ]$	16 – 19	19 – 23	23 – 28	28 – 32	32 – 36

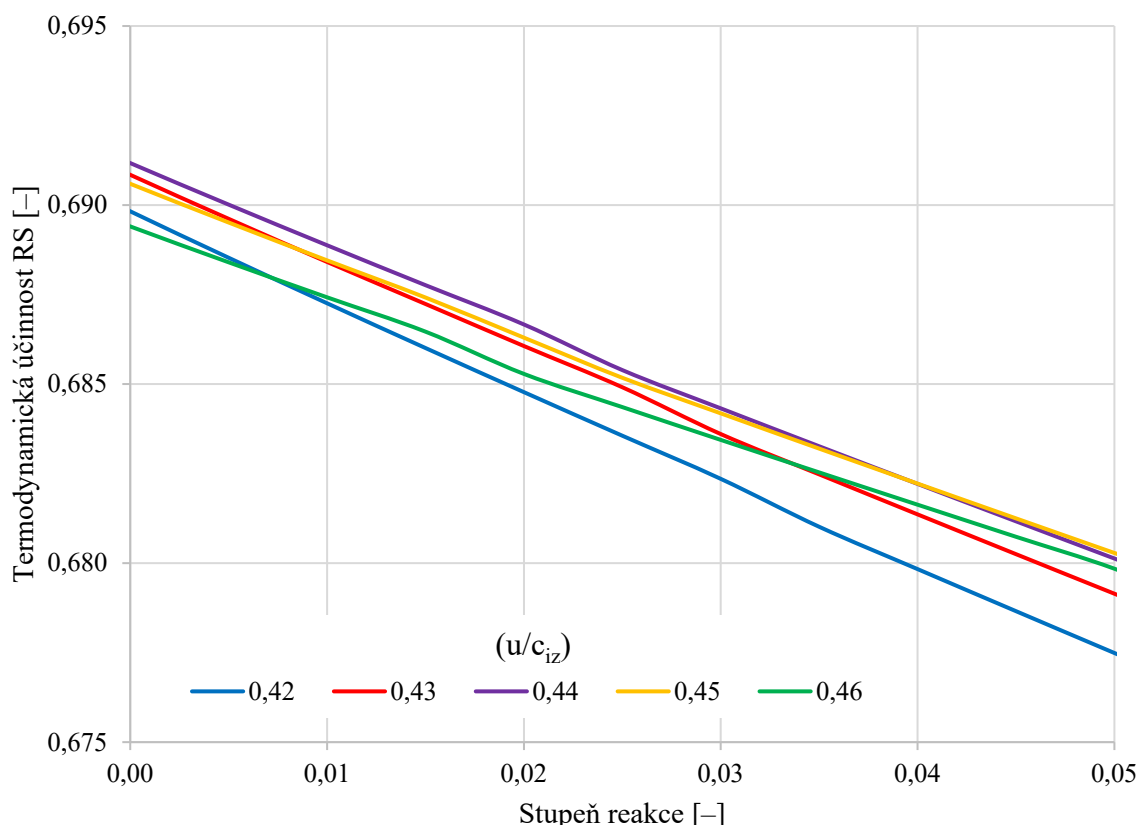
Na následujícím obrázku je v grafu zobrazená vytvořená závislost vnitřní termodynamické účinnosti regulačního stupně na zvoleném stupni reakce.



Obrázek 8.1: Závislost vnitřní termodynamické účinnosti na stupni reakce

V grafu je patrná poměrně výrazná závislost účinnosti na stupni reakce. Nejvyšší účinnosti stupeň dosahuje při stupni reakce -4 až -5 %. Záporné hodnoty stupně reakce, ve kterých se pohybuje i maximum účinnosti, značí, že by na rotorové lopatce teoreticky mohlo docházet ke zpětnému proudění páry. Hodnota stupně reakce však nezohledňuje celkové stavy páry, které jsou rozhodující pro průběh proudění. V případě regulačního stupně je kinetická energie natolik vysoká, že zpětné proudění není pravděpodobné. Jelikož však metoda výpočtu regulačního stupně není primárně určena pro volbu záporného stupně reakce, byl stupeň reakce volen pouze z kladné oblasti. Příčinou výsledné maximální účinnosti v záporné oblasti je použití rychlostních součinitelů pro určení profilových ztrát, jak bylo popsáno v podkapitole 2.2.1. Pokud by byla k výpočtu profilových ztrát použita některá pokročilejší metoda, tak je možné očekávat maximum účinnosti při kladném stupni reakce. Pro takové výpočty je však třeba mít vybraný konkrétní profil rotorové lopatky, k čemuž právě může posloužit postup popsáný dále.

Podle literatury [5] se konkrétně pro akční stupně s krátkými lopatkami a parciálním ostřikem používá stupeň reakce $0,02$ až $0,10$. Pro navržený regulační stupeň byl tedy zvolen stupeň reakce $0,02$, aby hodnota ležela v užívaných mezích. Na následujícím obrázku je přiblížení grafu pro rozsah stupně reakce 0 až $0,05$.



Obrázek 8.2: Závislost termodynamické účinnosti na stupni reakce v oblasti 0 až 0,05

V grafu jde vidět, že nejvyšší účinnosti pro stupeň reakce 0,02 je dosaženo při hodnotě rychlostního poměru 0,44. Rychlostní poměr je kvůli navázání na stupňovou část turbíny ještě upraven podle postupu popsaného v podkapitole 3.5.2. Snaha při návrhu stupňové části byla však taková, aby se rychlostní poměr regulačního stupně blížil právě hodnotě 0,44.

Vypočtený výstupní úhel proudu při stupni reakce 0,02 a rychlostním poměru 0,44:

$$\beta_2 = 23,5^\circ \Rightarrow \text{volba profilu TR-3A} \quad (8.2)$$

Dále se určí velikost profilu podle kontroly na ohyb, jejíž postup byl již popsán v podkapitole 2.3.1. Nejvýhodnější je volit co nejmenší možný profil, protože s rostoucí velikostí profilu rostou i ztráty. Velikost profilu je zde charakterizována jeho šířkou, ze které vycházejí i ostatní geometrické parametry.

Tabulka 8.2: Velikost profilu rotorové lopatky a odpovídající ohybové napětí

Parametr	Označení	Jednotka	20TR3	25TR3
Šířka lopatky	B_R	mm	20	25
Modul průřezu v ohybu	W_{min}	cm ³	0,0937	0,1630
Ohybové napětí	σ_o	MPa	21,11	12,14

Při volbě nejmenší lopatky 20TR3 přesahuje hodnota ohybového napětí stanovenou mez 20 MPa. Překročení je možné brát ještě jako tolerovatelné, ale v jiných provozních bodech, kdy dochází k většímu zatížení regulačního stupně, by mohla hodnota přesahovat mez již výrazně. Proto byla zvolena další velikost profilu TR3 v pořadí – 25TR3. Při ní už není hranice ohybového napětí překročena. Volba profilu 25TR3 je tedy finálním výstupem z této kapitoly.

Optimalizace stupně reakce v rámci této práce představuje ve své podstatě první fázi optimalizace regulačního stupně. V dalších fázích optimalizace by se muselo přistoupit k pokročilejším metodám výpočtu ztrát stupně, které skýtají další možnosti ke zdokonalení výpočtu regulačního stupně a následné optimalizaci. Tyto metody však již pracují s detailní geometrií a charakteristikami profilu, takže musí být předem zvolen. K tomu slouží právě provedená optimalizace v této práci, při níž je určen optimální profil rotorové lopatky a stanovena jeho velikost na základě pevnostní kontroly.

9 Ideový řez parní turbínou

V rámci práce byl vytvořen výkres, který představuje ideový řez parní turbínou umístěnou na rámu společně s převodovkou. Samotný výkres se nachází v příloze této práce.

Prvky výkresu vytvořené podle provedeného výpočtu:

- průtočný kanál a lopatkování:
 - patní průměry lopatkování (u RS střední průměr lopatkování),
 - délka lopatek,
 - šířka lopatek,
 - axiální poloha lopatek,
 - radiální vůle,
 - tloušťka bandáží a počet břitů.
- vyrovnávací píst a ucpávkový systém:
 - průměry hřídele,
 - počet břitů,
 - šířka břitů,
 - radiální vůle.
- radiální ložiska:
 - průměr hřídele,
 - délka nosné pánve.
- axiální ložisko:
 - vnější a vnitřní průměr segmentu.
- ostatní:
 - umístění neregulovaného odběru mezi kužely odpovídající výpočtu,
 - zavedení páry z vyrovnávacího pístu mezi kužely odpovídající výpočtu.

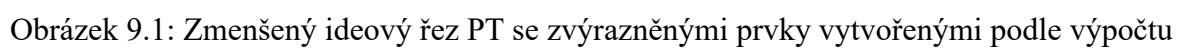
Podle následujícího vztahu, vycházejícího z rovnice kontinuity, byl určen průměr potrubí pro výstupní hrdlo, neregulovaný odběr a páru z vyrovnávacího pístu.

$$D_{pot} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_{pot} \cdot v_{pot}}{\pi \cdot c_{pot}}} [m] \quad (9.1)$$

kde $\dot{M}_{pot} [kg \cdot s^{-1}]$ je hmotnostní průtok páry v potrubí,
 $v_{pot} [m^3 \cdot kg^{-1}]$ je měrný objem páry v potrubí,
 $c_{pot} [m \cdot s^{-1}]$ je rychlost páry v potrubí.

Rychlost páry v potrubí byla na doporučení vedoucího práce stanovena $30 m \cdot s^{-1}$. Na základě vypočítaného průměru byla následně zvolena jmenovitá světlost DN.

Na obrázku 9.1 je zmenšená verze vytvořeného ideového řezu. Z něho zde byl odstraněn rámeček, popisové pole, kóty a rám, na kterém je turbína umístěna. Červenou barvou jsou pak zvýrazněny prvky vytvořené podle výpočtu, které byly sepsány výše. Rozměry ostatních prvků ve výkresu již byly pouze voleny.



Závěr

Cílem této diplomové práce bylo provést termodynamický návrh parní turbíny s ohledem na vybraná pevnostní kritéria, vytvořit její provozní charakteristiku, optimalizovat stupeň reakce regulačního stupně a vytvořit ideový řez turbínou. Výpočet práce probíhal v programu Microsoft Excel s doplňkem X Steam. Práce je zadána parametry admisní páry, teplotou odplynění a požadovaným tepelným výkonem odváděným v topném ohříváku. Pro topný ohřívák je dále zadán teplotní spád ohřívané horké vody 130/100 °C. Při volbě nedohřevu v topném ohříváku o velikosti 5 °C vychází parní turbína jako protitlaková s protitlakem 3,132 bar_a.

Prvním krokem v práci byl návrh tepelného oběhu na základě zadání. Tepelný oběh byl vytvořen ve formě tepelného schématu. Kromě samotné turbíny obsahuje topný ohřívák, kondenzátní čerpadlo a napájecí nádrž s odplynovákem. Kotel a napájecí čerpadlo nejsou zahrnuty, protože jejich zohlednění není podstatné pro vlastní návrh turbíny. K regeneraci tepla dochází v oběhu pouze při odplynění v napájecí nádrži, kam je zavedena topná pára z jediného neregulovaného odběru z turbíny. Výpočtem hmotnostních a energetických bilancí v tepelném oběhu byly stanoveny hmotnostní průtoky a parametry pracovní látky na vstupu a výstupu z jednotlivých komponent. Tyto hodnoty však byly pouze předběžné a v dalších fázích byly upřesňovány.

Termodynamický návrh parní turbíny začíná regulačním stupněm, který byl proveden ve formě A-kola. Střední průměr lopatkování u něho byl zvolen 450 mm a otáčky 10 000 min⁻¹. Tato volba byla omezena velikostí tahového napětí působícího na rotorové lopatky. Výpočet regulačního stupně se skládal z předběžného návrhu a detailního výpočtu. Volba stupně reakce a rychlostního poměru vychází z provedené optimalizace s tím, že rychlostní poměr byl později ještě mírně upraven tak, aby se rovnal tlak na výstupu z regulačního stupně a na vstupu do stupňové části. Navržený regulační stupeň má výšku dýzy 18,1 mm, délku rotorové lopatky 20,1 mm, parciální ostřík 27,06 %, termodynamickou účinnost 68,72 % a vnitřní výkon 1 022,8 kW.

Optimalizace stupně reakce regulačního stupně spočívala v určení průběhu vnitřní termodynamické účinnosti v závislosti na volbě stupně reakce při různých velikostech rychlostního poměru. Maximum účinnosti vycházelo vždy při záporných hodnotách stupně reakce, což je způsobeno použitím rychlostních součinitelů při výpočtu profilových ztrát regulačního stupně. Vzhledem k doporučením v literatuře a s ohledem na to, že způsob výpočtu regulačního stupně není určen pro volbu záporného stupně reakce, byl nakonec zvolen stupeň reakce 2 %. Na volbu stupně reakce navazuje volba vhodného profilu rotorové lopatky podle vypočítané velikosti úhlu β_2 . Provedením pevnostní kontroly na ohyb se určí i velikost zvoleného profilu. V navrženém regulačním stupni byl po provedení těchto kroků vybrán profil 25TR3. Pokud by byly při výpočtu ztrát regulačního stupně použity pokročilejší a detailnější metody než v této práci, tak je nutné mít zvolený konkrétní profil lopatky. K tomu právě může posloužit optimalizace provedená v této práci.

Po výpočtu regulačního stupně následuje návrh stupňové části, pro kterou bylo vybráno přetlakové lopatkování. Nejprve je proveden předběžný návrh, který slouží především k určení počtu stupňů a k přibližnému stanovení geometrie průtočného kanálu. Stupňová část zde byla rozdělena na tři kužely, v nichž počet stupňů vyšel 7-6-2, což bylo zachováno i při detailním výpočtu stupňové části.

Během detailního výpočtu stupňové části byl počítán každý stupeň turbíny samostatně, a to proti směru proudění páry od posledního stupně. Výpočet stupně začínal výstupem ze stupně a končil vstupem do stupně. Stupňová část byla navržena tak, aby se tlakové číslo stupňů

pohybovalo v rozmezí 2,75 až 2,80 a stupeň reakce kolem hodnoty 0,5. Toho bylo docíleno vhodnou volbou délky první a poslední lopatky v kuželu a výstupních úhlů jednotlivých stupňů. Zároveň musely být splněny podmínky pevnostní kontroly, podle které byly voleny profily lopatek. Detailní výpočet stupňové části je propojen s výpočtem tepelného schématu i s regulačním stupněm a vzájemně se ovlivňují. Navržená stupňová část má vnitřní termodynamickou účinnost 85,88 %, reheat factor 1,0477 a vnitřní výkon 5 191,6 kW.

V rámci turbíny byl dále navržen vyrovnávací píst, který kompenzuje axiální sílu působící na rotor turbíny. Pára odcházející z vyrovnávacího pístu je zavedena zpět do lopatkování mezi první a druhý kužel. Výsledná axiální síla na rotor má velikost 24,8 kN, podle níž bylo vybráno axiální ložisko KingCole-8-159. Radiální ložiska, která byla vybrána, charakterizuje průměr hřídele 100 mm a poměr délky nosné pánve ku průměru hřídele 0,7. Nedílnou součástí turbíny je také ucpávkový systém zabraňující úniku páry do strojovny. Při návrhu byly zvoleny bezdotykové ucpávky s pravým labyrintem.

Celá turbína má vnitřní termodynamickou účinnost 84,69 %, reheat factor 1,0643 a vnitřní výkon 6 214,4 kW. Zahrnutím mechanických ztrát v ložiskách a účinnosti převodovky a generátoru byl vnitřní výkon přepočten na svorkový. Jeho hodnota činí 5 863,4 kW. Tepelný výkon v topném ohříváku činí 22 000 kW, jak bylo stanoveno v zadání práce.

V poslední části výpočtové fáze byla vytvořena provozní charakteristika navržené turbíny. Ta je ohraničena dvěma body. Jeden z nich je nominální bod ze zadání práce, druhý představuje minimální hmotnostní průtok páry turbínou, při kterém ji lze ještě bezpečně provozovat.

Přílohu práce tvoří ideový řez turbínou umístěnou na rámu společně s převodovkou. Základem pro tvorbu výkresu byly rozměry stanovené při termodynamickém návrhu turbíny. Rozměry prvků, které nevychází z provedených výpočtů, již byly pouze voleny.

Seznam použitých zdrojů

- [1] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných centrál: Návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR, 1999. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1334-4.
- [2] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné turbíny a turbokompresory. *Transformační technologie* [online]. 2011 [cit. 2020-09-27]. ISSN 1804-8293. Dostupné z: <https://www.transformacni-technologie.cz/23.html>
- [3] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: Návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2777-9.
- [4] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Závěrečný projekt: Výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství*. Brno: Ediční středisko VUT Brno, 1987.
- [5] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-720-4346-3.
- [6] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2003. ISBN 978-80-7043-256-3.
- [7] GEBAUER, Günter, Olga RUBINOVÁ a Helena HORKÁ. *Vzduchotechnika*. 2. vyd. Brno: ERA, 2007. Technická knihovna (ERA). ISBN 978-80-7366-091-8.
- [8] KingCole Tilting Pad Leading Edge Groove Bearings. *Kingsbury* [online]. Dostupné také z: <https://www.kingsbury.com/pdf/catalog-kingcole.pdf>
- [9] Hydrodynamic LEG Bearings, Thrust and Journal Applications. *Kingsbury* [online]. Dostupné také z: <https://www.kingsbury.com/pdf/catalog-leg.pdf>

Seznam použitých symbolů, indexů a zkratk

Symbol	Jednotka	Veličina
$1 + f$	—	reheat factor
α	°	úhel absolutní rychlosti
β	°	úhel relativní rychlosti
γ	°	úhel nastavení profilu
Δ	m	šířka břitu
Δp	bar	tlaková ztráta
δ	m	vůle
δt	°C	rozdíl teplot
ε	—	parciální ostřík
η	—	účinnost
θ	°	úhel rotace
μ	—	průtokový součinitel ucpávky
ξ	—	měrná ztráta
π	—	tlakový poměr
ρ	$kg \cdot m^{-3}$; —	hustota; stupeň reakce
σ	Pa	napětí
φ	—	rychlostní součinitel pro stator
ψ	—; —	rychlostní součinitel pro rotor; tlakové číslo
ω	$rad \cdot s^{-1}$	úhlová rychlost
a	m ; $J \cdot kg^{-1}$	axiální mezera; měrná práce
B	m	šířka lopatky
c	$m \cdot s^{-1}$; m	absolutní rychlost; délka tětiny
D	m	průměr
e	$J \cdot kg^{-1}$	energie přivedená do stupně
F	N	síla
g	$m \cdot s^{-2}$	tíhové zrychlení
H	$J \cdot kg^{-1}$	entalpický spád
i	$J \cdot kg^{-1}$	měrná entalpie
L	m	délka kuželu
l	m	délka lopatky
Ma	—	Machovo číslo
M	$N \cdot m$	moment síly
\dot{M}	$kg \cdot s^{-1}$	hmotnostní průtok
m	kg	hmotnost
n	s^{-1}	otáčky
Pa	—	Parsonsovo číslo
P	W	výkon
p	bar	tlak

Symbol	Jednotka	Veličina
Re	—	Reynoldsovo číslo
R	N	reakce v ložisku
r	m	poloměr
S	m^2	průřez
s	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	měrná entropie
t	$^{\circ}C$	teplota
u	$m \cdot s^{-1}$	obvodová rychlost
V	m^3	objem
v	$m^3 \cdot kg^{-1}$	měrný objem
W	m^3	modul průřezu v ohybu
w	$m \cdot s^{-1}$	relativní rychlost
X	m	axiální poloha
x	—	suchost páry
Z	—; —	počet stupňů; počet lopatek
z	$J \cdot kg^{-1}$	ztráty

Index	Význam
0	stav před statorem
1	stav mezi statorem a rotorem
2	stav za rotorem
a	axiální
b	bandáž
c	celkový
ef	efektivní
ekv	ekvivalentní
E	stav za posledním stupněm
gen	generátor
h	hlavový
i	vnitřní
in	vstup
iz	izentropický
$krit$	kritický
l	list
$mech$	mechanický
min	minimální
n	výstup z kuželu
o	ohybový
od	odstředivý
odb	odběr

Index	Význam
<i>opt</i>	optimální
<i>out</i>	výstup
<i>p</i>	patní
<i>pot</i>	potrubí
<i>př</i>	přední
<i>R</i>	rotor
<i>r</i>	radiální
<i>real</i>	skutečný
<i>red</i>	redukovaný
<i>segm</i>	segment
<i>S</i>	stator
<i>ST</i>	stupeň
<i>stř</i>	střední
<i>sv</i>	svorkový
<i>š</i>	špice
<i>t</i>	tahový
<i>tdi</i>	vnitřní termodynamický
<i>tř</i>	třecí
<i>u</i>	obvodový
<i>ucp</i>	ucpávka
<i>z</i>	ztrátový
<i>zad</i>	zadní
<i>zv</i>	zvuk

Zkratka	Význam
KČ	kondenzátní čerpadlo
NN	napájecí nádrž
ODPL	odplyňovák
RS	regulační stupeň
SČ	stupňová část
TS	tepelné schéma
T	turbína
VP	vyrovnávací píst

Seznam příloh

- 1 Výkres – Ideový řez parní turbínou